

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Maurice Bliesener

Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen

Ansatz für ein
Gesamtmaschinenmanagement

Maurice Bliesener

Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen
Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 3**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht über alle bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen

Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement

von
Maurice Bliesener

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
Fakultät für Maschinenbau
Referenten: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Tag der mündlichen Prüfung: 11.10.2010

Impressum

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe
www.ksp.kit.edu

KIT – Universität des Landes Baden-Württemberg und nationales
Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft



Diese Veröffentlichung ist im Internet unter folgender Creative Commons-Lizenz
publiziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

KIT Scientific Publishing 2011
Print on Demand

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-86644-536-9

Vorwort des Herausgebers

Eine zunehmende Elektrifizierung von Steuerungen in Fahrzeugen ermöglicht neue Funktionen und kann den Bediener einer Maschine von Routinetätigkeiten entlasten. Gleichzeitig steigt jedoch auch der Komplexitätsgrad zur Beherrschung der Steuerungssysteme an. Eine Vernetzung unterschiedlicher Steuerungssysteme ist notwendig, um Informationen auszutauschen und eine Optimierung eines Fahrzeugs zu ermöglichen. Das Gesamtmaschinenmanagement besitzt damit Freiheitsgrade, an deren Nutzung mit dem Ziel geforscht wird, neue Fahrzeugkonzepte mit den Eigenschaften Energieeffizienz, Sicherheit, Benutzerfreundlichkeit und Kosten zu entwickeln.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Band 3 zeigt zunächst die Ergebnisse eines dynamischen Verbrennungsmotormodells, das für Maschinen- und Antriebssimulationen entwickelt wurde. Es wird am Beispiel eines Traktoranzugsstrangs gezeigt, dass der dynamische Kraftstoffverbrauch eines Verbrennungsmotors von dem Verbrauch in stationären Punkten abweicht.

Im zweiten Teil der Arbeit wird eine Methode zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs unter Berücksichtigung transienter Vorgänge entwickelt. Dabei wird sich bekannter Methoden aus der Finanzmathematik der Wirtschaftswissenschaften, des Amortisationsdauerkriteriums und des Kapitalwertkriteriums, bedient. Es wird gezeigt, dass diese Methoden geeignet sind, den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs zu minimieren.

Karlsruhe,
im Oktober 2010

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Karlsruher Institut für Technologie

Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen
Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl. Wi.-Ing. Maurice Bliesener
aus Lohr am Main

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Oktober 2010

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Kurzfassung

Hersteller von mobilen Arbeitsmaschinen wie Baggern, Traktoren, Gabelstaplern oder Universalgeräteträgern beweisen eine große Kreativität, wenn es darum geht, die Effizienz ihrer Fahrzeuge zu steigern. Innovative Technologien wie diesel-elektrische Hybridisierung und hydrostatische Rekuperation beim Nutzsenken des Arbeitsgeräts gehören mittlerweile zum Stand der Technik und werden von prototypischen Anwendungen bis hin zur Serienreife entwickelt. Parallel zu diesen konzeptionellen Neuerungen wird eine anwendungsorientierte Betriebsführung als Schlüsselfaktor zur weiteren Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades der Maschine erkannt.

In der vorliegenden Arbeit wird diese Idee aufgegriffen. Zunächst wird ein dynamisches Dieselmotormodell entwickelt. Es bildet die Interaktion zwischen Motorsteuergerät und Triebwerk sowie ihre Auswirkungen auf das transiente Drehzahl- und Verbrauchsverhalten des Motors ab.

Anschließend wird ein dynamischer Optimierungsansatz für die Gesamtmaschine entwickelt. Neu ist hierbei die Allgemeingültigkeit des Ansatzes, der die schrittweise Integration aller Teilsysteme wie Fahrtrieb, Lenkung, Bremse und Arbeitshydraulik ermöglicht.

Der Kern des Ansatzes besteht in der Berücksichtigung des dynamischen Komponentenverhaltens bei der Lösung der mehrstufigen Optimierungsaufgabe zur Maximierung des Wirkungsgrades und Bestimmung einer verbrauchsminimalen Betriebsführung. Mit dieser Arbeit wird eine Systematik zur Identifikation bestehender Optimierungspotenziale entwickelt und der Ansatz eines dynamischen Gesamtmaschinenmanagements exemplarisch unter Einbeziehung des transienten Betriebsverhaltens des Dieselmotors vorgestellt.

Abstract

The manufacturers of heavy duty machines like excavators, tractors, forklifts or flexible carrier vehicles show an enormous creativity, focussing the enhancement in the efficiency of their machines. Innovative technologies implemented in modern hybrid electrical vehicles (HEV) or the recuperation of hydrostatic energy by refilling a hydraulic accumulator when lowering the working equipment is state of the art and currently developed to production maturity. In addition to these developments the manufacturers recognize, that application specific machine guidance is a key factor for further improvements of their machines' efficiency.

That idea is followed up in this doctoral thesis. At the beginning a dynamic diesel engine model is developed and implemented. It allows the simulation of the effects on the fuel consumption and rotational speed behaviour, caused by the interaction of the engine's controller and the engine's drive.

Afterwards a methodology for deriving optimized dynamic machine guidance is developed. In contrast to other approaches, the machine is considered as one global unit. So there aren't separate assemblies that are isolated optimized on their own, rather all subsystem like the power train, the working hydraulics system, the steering and the brake can be commonly regarded and integrated in the optimization process.

The thesis shows the methodology for developing optimized machine guidance, including the transient component behaviour, when solving the dynamic optimization task. Finally the methodology is verified in a simulation environment, with the integration of the developed and validated dynamic engine model.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (MOBIMA) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, der die Arbeit wissenschaftlich betreut hat und mir mit seinem interdisziplinären theoretischen sowie praktischen Fachwissen stets zur Seite stand. Durch sein großes Interesse an der Arbeit, das sich in den zahlreichen inhaltlichen Diskussionen widerspiegelte, zeigte er mir immer wieder alternative Aspekte und Ansätze bei der Lösungsfindung neuer Problemstellungen auf. Er ließ mir während meiner 5-jährigen Tätigkeit zu jeder Zeit die nötigen Freiheiten, um ein harmonisches Nebeneinander meiner persönlichen Interessen und der obligatorischen Tätigkeiten zu schaffen.

Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher, Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen (IFKM) für die Übernahme des Korreferats sowie Herrn Dr.-Ing. Sören Bernhardt für seine fachliche Unterstützung und die wertvollen Anregungen zum Thema der Motormodellbildung und -verifikation. Für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danke ich Frau Prof. Dr. Dr.-Ing. Jivka Ovtcharova, Leiterin des Instituts für Informationsmanagement im Ingenieurwesen (IMI).

Danken möchte ich auch allen Kollegen des eigenen Lehrstuhls, des Lehrstuhls für Bahnsystemtechnik (BST) und des Instituts für Fördertechnik und Logistiksysteme (IFL) am KIT sowie meinen interuniversitären Projektgefährten Herr Dr.-Ing. Henning Deiters, Herr Dipl.-Ing. Thomas Fleczorek (ILF, TU Braunschweig), Herr Dipl.-Ing. Hilmar Jähne (IFD, TU Dresden) und Herr Dr.-Ing. Torsten Kohmäscher (IFAS, RWTH Aachen), die in konstruktiven Gesprächen ihre individuellen Erfahrungen in Form kollegialer Ratschläge mit mir teilten.

An dieser Stelle seien auch die Damen unseres Sekretariats erwähnt, die durch ihr herzliches Wesen und ihre große Flexibilität immer zur positiven Atmosphäre am Lehrstuhl beitragen.

Ebenfalls gilt allen meinen wissenschaftlichen Hilfskräften, speziell Herrn Dipl.-Ing. Timo Müller und Herrn cand. Ing. Zhigao Yu Anerkennung für ihre hohe Einsatzbereitschaft und die konstruktive Zusammenarbeit.

Mein besonderer Dank gilt meiner lieben Ehefrau Christina, die mich stets moralisch unterstützt und mir in besonderem Maße während der letzten Monate dieser Arbeit viel Verständnis und Geduld entgegenbrachte.

Schließlich danke ich meinen Eltern Marga und Manfred, die mir während des Studiums und meiner Tätigkeit am Lehrstuhl immer uneingeschränkt mit Rat und Tat zur Seite standen.

Karlsruhe,
im Oktober 2010

Maurice Bliesener
Karlsruher Institut für Technologie

Inhalt

| | | |
|-------|---|-----|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Motivation | 1 |
| 1.2 | Aufgabenstellung | 3 |
| 2 | Dynamisches Simulationsmodell des Dieselmotors..... | 5 |
| 2.1 | Modellbildung der Regelstrecke..... | 9 |
| 2.1.1 | Mechanisches System und Verbrennungssystem | 11 |
| 2.1.2 | Aufladesystem | 18 |
| 2.1.3 | Parameter: Sensitivität und Verfügbarkeit | 22 |
| 2.2 | Modellierung des Motorreglers | 28 |
| 2.2.1 | Simulative Streckenidentifikation | 32 |
| 2.2.2 | Reglerentwurf | 37 |
| 2.2.3 | Parametrierung und Regloptimierung | 45 |
| 3 | Implementierung und Validierung | 53 |
| 3.1 | Implementierung und Simulation unter MATLAB/Simulink | 53 |
| 3.2 | Modellvalidierung | 59 |
| 3.2.1 | Validierung, stationär | 61 |
| 3.2.2 | Validierung, dynamisch..... | 64 |
| 3.2.3 | Vergleich quasistationäre und dynamische Modellierung..... | 67 |
| 4 | Steuer- und Regelkonzepte in mobilen Arbeitsmaschinen..... | 72 |
| 4.1 | Komponentenebene | 72 |
| 4.1.1 | Lenkanlage | 72 |
| 4.1.2 | Bremsanlage | 74 |
| 4.1.3 | Kühlanlage..... | 76 |
| 4.1.4 | Fahrtrieb..... | 77 |
| 4.1.5 | Arbeitsantrieb | 82 |
| 4.2 | Maschinenebene | 83 |
| 4.2.1 | Valtra Valmet 8050E..... | 84 |
| 4.2.2 | Liebherr Radlader L550 | 86 |
| 4.2.3 | Fendt Traktor Vario 412..... | 88 |
| 5 | Optimierte Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen..... | 92 |
| 5.1 | Grundlagen | 93 |
| 5.1.1 | Definitionen..... | 93 |
| 5.1.2 | Optimierung..... | 96 |
| 5.2 | Stationärer Ansatz..... | 98 |
| 5.2.1 | Einstufige Optimierung der Betriebsführung: Mechanik | 99 |
| 5.2.2 | Einstufige Optimierung der Betriebsführung: Hydraulik | 106 |
| 5.3 | Quasistationärer Ansatz..... | 109 |
| 5.3.1 | Mehrstufige Optimierung: Funktionalgleichungsmethode..... | 110 |
| 5.3.2 | Transfer in den Maschinenkontext | 110 |
| 5.4 | Dynamischer Ansatz..... | 114 |
| 5.4.1 | Mehrstufige Optimierung: Amortisationsdauerverfahren | 114 |
| 5.4.2 | Mehrstufige Optimierung: Kapitalwertkriterium | 118 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 6 | Verifikation des methodischen Ansatzes | 119 |
| 6.1 | Modellbildung, Radlader L550 | 119 |
| 6.1.1 | Modellbildung und Implementierung in MATLAB/Simulink..... | 121 |
| 6.1.2 | Betriebsführung, Referenz (als Vergleichsbasis)..... | 122 |
| 6.2 | Optimale Betriebsführung, quasistationär..... | 127 |
| 6.3 | Optimale Betriebsführung, dynamisch | 129 |
| 6.4 | Vergleich..... | 132 |
| 7 | Zusammenfassung und Ausblick | 134 |
| A | Anhang – Dynamisches Dieselmotormodell | 136 |
| A.1 | Zustandsdifferentialgleichungen (Z-DGL) der Regelstrecke | 136 |
| A.2 | Vektorform der Z-DGL der Regelstrecke..... | 137 |
| A.3 | Parameteroptimierung mit PSO: UML-Sequenzdiagramm | 139 |
| A.4 | Parameteroptimierung mit PSO: Exemplarischer Codeauszug | 140 |
| B | Anhang – Gesamtmaschinenmanagement | 143 |
| B.1 | Amortisationsdauerkriterium – Herleitung..... | 143 |
| C | Literatur- und Quellenverzeichnis | 145 |

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

| Zeichen | Einheit | Größe, Bedeutung |
|-----------------|-------------------|--|
| a | m/s^2 | Beschleunigung |
| a_{Cmb} | - | Umsetzungsgrad der Verbrennung |
| A_{Pis} | m^2 | Kolbenfläche |
| $A_{Pis,Wo}$ | m^2 | Kolbenfläche mit Omegabrennraum |
| A_W | m^2 | Wärmeverlustwirksame Wandfläche |
| b_{act} | g/kWh | Spezifischer aktueller Dieserverbrauch |
| b_e | g/kWh | Spezifischer Kraftstoffverbrauch |
| c_{CS} | Nm° | Drehsteifigkeit Kurbelwelle |
| \bar{c}^* | - | Optimale Teilsteuerfolge |
| \bar{c} | - | Steuervektor |
| c_m | m/s | Mittlere Kolbengeschwindigkeit |
| c_u | m/s | Einlassgeschwindigkeit |
| c_v | J/K | Spezifische volumetrische Wärmekapazität |
| C^* | - | Optimale Steuerfolge aller Komponenten |
| C_1 | - | Koeffizient 1 der WOSCHNI-Gleichung |
| C_2 | m/sK | Koeffizient 2 der WOSCHNI-Gleichung |
| d_{ovs} | % | Überschwingweite |
| d_{Pis} | m | Bohrung des Kolbens |
| E | - - | Erwartungswert Entscheidungsraum |
| f | - | Funktion |
| \bar{f}_{Eng} | Hz | Mittlere Dieselmotorfrequenz |
| F_a | N | Steigungswiderstand |
| F_{aer} | N | Luftwiderstandskraft |
| F_{br} | N | Bremskraft |
| F_{Cmb} | N | Gaskraft |
| $F_{Cmb,n}$ | N | Normaler Gaskraftanteil |
| $F_{Cmb,r}$ | N | Radialer Gaskraftanteil |
| $F_{Cmb,t}$ | N | Tangentialer Gaskraftanteil |

| | | |
|------------------|-------------------|---|
| F_{fr} | N | Reibkraft |
| F_{mosc} | N | Oszillierender Massenkraft |
| $F_{mosc,t}$ | N | Tangentiale oszillierende Massenkraft |
| F_t | N | Tangentialkraft |
| F_X | N | Arbeitsgerätewiderstand |
| F_Z | N | Zugkraft |
| $G_C(s)$ | - | Übertragungsfunktion des geschlossenen Kreises |
| $G_{Cmb}(s)$ | - | Streckenübertragungsfunktion Dieselmotor |
| $G_{Ctr}(s)$ | - | Reglerübertragungsfunktion |
| $G_{Eng,n}(s)$ | - | Übertragungsfunktion Dieselmotor, drehzahl geregelt |
| $G_{Eng,Chr}(s)$ | - | Übertragungsfunktion Dieselmotor, Kennfeldsteuerung |
| $G_O(s)$ | - | Übertragungsfunktion des offenen Kreises |
| $G_{St}(s)$ | - | Stellgliedübertragungsfunktion |
| $G_{TC}(s)$ | - | Übertragungsfunktion Abgasturbolader |
| h | - - | Schrittweite Sprunghöhe Einheitssprung |
| H_u | J/kg | Heizwert |
| i | - - | Übersetzungsverhältnis Kehrwert Motortaktzahl |
| I | - - % | Intervall Investition Zinssatz |
| J | kgm ² | Trägheitsmoment |
| K | k.A. | Verstärkungsfaktor |
| l | m | Pleuellänge, Länge |
| m_{Cmb} | - | Formfaktor, VIBE-Funktion |
| \dot{m}_{fuel} | kg/m | Kraftstoffmassenstrom |
| m_{inj} | kg | Pro Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmenge |
| $m_{inj,act}$ | kg | Einspritzmenge, Istwert |
| $m_{inj,dyn}$ | kg | Einspritzmenge, dynamisch begrenzt |
| $m_{inj,set}$ | kg | Einspritzmenge, Sollwert |
| $m_{inj,sta}$ | kg | Einspritzmenge, statisch begrenzt |
| $m_{inj,unlim}$ | kg | Einspritzmenge, unbegrenzt |
| $m_{inj,lim}$ | kg | Einspritzmenge, Rauchgrenze |
| m_L | kg | Luftmasse |
| m_{osc} | kg | Oszillierende Masse |
| m_{Pis} | kg | Kolbenmasse |
| n_{act} | min ⁻¹ | Istdrehzahl |
| $n_{Eng,act}$ | min ⁻¹ | Drehzahl, Dieselmotor, aktuell |
| $n_{Eng,set}$ | min ⁻¹ | Drehzahl, Dieselmotor, Sollwert |
| $n_{ldg,ub}$ | min ⁻¹ | Obere Volllastdrehzahl |

| | | |
|-----------------|-------------------|--|
| n_{idle} | min^{-1} | Leerlaufdrehzahl |
| $n_{idle,ub}$ | min^{-1} | Obere Leerlaufdrehzahl |
| n_{in} | min^{-1} | Eingangsdrehzahl |
| n_{max} | min^{-1} | Drehzahl, maximal |
| n_{min} | min^{-1} | Drehzahl, minimal |
| n_{set} | min^{-1} | Drehzahl, Sollwert |
| p | Pa - % | Druck Parameter Wahrscheinlichkeit |
| P | W - | Leistung Parameterraum |
| P_{cmp} | Pa | Druck, Kompression |
| P_{Cyl} | Pa | Druck, Zylinder |
| \bar{P}_{fr} | Pa | Reibmitteldruck |
| P_{InCl} | Pa | Einlassdruck zur Ventilschlusszeit |
| P_{max} | Pa | Druck, maximal |
| P_{min} | Pa | Druck, minimal |
| P_{out} | W | Leistung, Abtrieb (Ausgang) |
| P_{TC} | Pa | Ladeluftdruck |
| P^v_{set} | % | Pedal, Sollwert |
| $\Delta\bar{Q}$ | l/h | Verbrauchsdifferenz, gemittelt |
| $Q_{0,25}$ | - | Quartil, unteres |
| $Q_{0,75}$ | - | Quartil, oberes |
| Q_{Cmb} | J | Wärme, Verbrennung |
| Q_{dyn} | l/h | Volumenstrom, dynamisch |
| Q_{fuel} | l/h | Volumenstrom, Kraftstoff |
| \dot{Q}_W | J/s | Wandwärmeverlust |
| r | m | Kurbelradius |
| R | J/kgK - k.A. | Ideale Gaskonstante Spannweite Investitionsrückfluss |
| s | m | Weg |
| S^* | - | Optimaler Maschinenzustand |
| T | Nm | Drehmoment |
| T_1 | s | Zeitkonstante PT1-Glied |
| t_a | s | Amortisationsdauer |
| T_{act} | Nm | Drehmoment, Istwert |
| T_{cmb} | Nm | Gasmoment |
| T_{cmp} | Nm | Kompressionsmoment |
| T_{fr} | Nm | Reibmoment |
| \bar{T}_{fr} | Nm | Mittleres Reibmoment |
| T_{ldg} | Nm | Lastmoment |

| | | |
|--------------|----------------|---|
| T_{mosc} | Nm | Oszillierender Moment |
| Tmp | K | Temperatur |
| Tmp_{Cyl} | K | Temperatur im Zylinder |
| Tmp_{env} | K | Umgebungstemperatur |
| Tmp_{InCl} | K | Temperatur bei Einlassventilschluss |
| Tmp_{inh} | K | Temperatur, Ansaugtrakt |
| Tmp_w | K | Temperatur, Brennraumwand |
| T_N | s | Nachstellzeit PID-Regler |
| T_{out} | Nm | Drehmoment, Abtrieb (Ausgang) |
| t_{ris} | s | Anstiegszeit |
| t_{slg} | s | Einschwingzeit |
| T_V | s | Vorstellzeit PID-Regler |
| u | - | Eingangsgröße |
| v | m/s | Fahrgeschwindigkeit |
| V | m ³ | Volumen |
| V_σ | m ³ | Kompressionsvolumen |
| V_H | m ³ | Hubvolumen |
| $V_{H,Cyl}$ | m ³ | Hubvolumen , Zylinders |
| V_M | m ³ | Schluckvolumen, Motor |
| V_P | m ³ | Fördervolumen, Pumpe |
| v_{wo} | - | Einlassdrallzahl |
| V_z | m ³ | Arbeitsvolumen eines Zylinders |
| W_{Eng} | J | Zu verrichtende Kompressionsarbeit |
| W | J | Arbeit, Energie |
| ΔW_t | J | Periodenbezogene eingesparte Energiemenge |
| W_{tr} | J | Benötigte Energie, transient |
| X | - | Zulässiger Bereich |
| x | - | Zustandsgröße |
| y | - | Ausgangsgröße, allgemein |
| z | | Zylinderzahl |

Griechische Zeichen

| Zeichen | Einheit | Größe, Bedeutung |
|-----------------------|--------------------|---|
| α | ° | Verstellwinkel |
| α_G | - | Mittlere Wärmeübergangszahl |
| δ | % - | P-Grad des Dieselmotors Schaltsignal |
| δ_U | - | Unleichförmigkeitsgrad |
| ε | - | Verdichtungsverhältnis |
| η | - | Wirkungsgrad |
| $\bar{\eta}_{dyn}$ | - | Mittelwerte des dynamischen Wirkungsgrads |
| $\eta_{M, hm}$ | - | Wirkungsgrad, Motor, hydraulisch-mechanisch |
| $\eta_{M, vol}$ | - | Wirkungsgrad, Motor, volumetrisch |
| $\eta_{P, hm}$ | - | Wirkungsgrad, Pumpe, hydraulisch-mechanisch |
| $\eta_{P, vol}$ | - | Wirkungsgrad, Pumpe, volumetrisch |
| $\bar{\eta}_{sta}$ | - | Wirkungsgrad, stationär, Mittelwert |
| λ_{lim} | - | Rauchgrenze |
| λ | - - | Luftverhältnis Schubstangenverhältnis |
| φ | rad | Kurbelwinkel |
| $\dot{\varphi}$ | rad/s | Winkelgeschwindigkeit |
| $\ddot{\varphi}$ | rad/s ² | Winkelbeschleunigung |
| $\varphi_{Cmb, cb}$ | rad | Verbrennungsbeginn |
| $\varphi_{Cmb, cl}$ | rad | Verbrennungsdauer |
| $\varphi_{Cmb, exOp}$ | rad | Öffnungszeitpunkt Auslassventil |
| $\varphi_{Cmb, inCs}$ | rad | Schließzeitpunkt Einlassventil |
| φ_{CS} | rad | Kurbelwinkel |
| ρ_{fuel} | kg/m ³ | Dichte Kraftstoff |
| ω | rad/s | Winkelgeschwindigkeit |

Abkürzungen

| Abkürzung | Bedeutung |
|------------------|--|
| 4WD | 4-Wheel-Drive (Allradantrieb) |
| ABS | Anti-Blockier-System |
| ACEA | Verband europäischer Automobilhersteller |
| AH | Arbeitshydraulik |
| AL | Algebraische Schleifen |
| AM | Anforderungen an die Modellbildung |
| ANN (KNN) | Artificial Neural Network (Künstliches Neuronales Netz) |
| AP | Anforderungen an die Programmierung |
| ASR | Anti-Schlupf-Regelung |
| ATL | Abgasturbolader |
| AVG | Achsverteilergetriebe |
| AWU | Anti-Wind-Up |
| AZM | Außenzahnradmotor |
| AZP | Außenzahnradpumpe |
| BS | Betriebsstrategie |
| BTC (UT) | Bottom Dead Center (Unterer Totpunkt) |
| CAN | Controller Area Network |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CPU | Central Processing Unit |
| CR | Common Rail |
| C-S-function | In C implementierte spezielle Anwenderfunktion in MATLAB |
| DLG | Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft |
| DMS | Dehnmessstreifen |
| DOF | Degree Of Freedom (Freiheitsgrad) |
| DT | Differenzierende zeitverzögerte Übertragung |
| ECE | Economic Commission for Europe |
| ECU | Electronic Control Unit |
| EDC | Electronic Diesel Control |
| EEPROM | Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory |
| EG | Europäische Gemeinschaft |
| EPROM | Erasable Programmable Read-Only Memory |
| ESC | European Steady State Cycle |
| ESP | Elektronisches Stabilitätsprogramm |
| EWG | Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft |
| FA | Fahrertrieb |
| FFT | Fast-Fourier-Transformation |
| FS | Full Scale |
| GMM | Gesamtmaschinenmanagement |
| GUI | Graphical User Interface |
| HEV | Hybrid Electric Vehicle |
| HHV | Hydraulic Hybrid Vehicle |
| HiL | Hardware in the Loop |

| | |
|----------|---|
| IOL | Ideal Operating Line |
| IP | International Protection, Schutzart |
| ISO | International Organization for Standardization |
| LDA | Ladedruckabhängige Einspritzmengenbegrenzung |
| LH | Lenkhydraulik |
| LS | Load Sensing |
| LVG | Leistungsverzweigungsgetriebe |
| MIPS | Million Instructions Per Second |
| NEDC | New European Driving Cycle |
| NEFZ | New European Driving Cycle |
| NRSC | Nonroad Steady Cycle |
| ODE | Ordinary Differential Equation |
| OECD | Organisation for Economic Co-operation and Development |
| OP | Operating Point, Betriebspunkte |
| OR | Operations Research |
| P | Proportional |
| P/N-Plan | Pol/Nullstellen-Plan |
| PCMCIA | Personal Computer Memory Card International Association |
| PI | Proportional-Integral |
| PID | Proportional-Integral-Differential |
| PKW | Personenkraftwagen |
| PLD | Pumpe-Leitung-Düse |
| PSO | Particle Swarm Optimization |
| PT | Proportionale zeitverzögerte Übertragung |
| PTO | Zapfwelle |
| PV | Pedal Value, Pedalwertgeber |
| PVG | Pumpenverteilergetriebe |
| PWM | Pulsweitenmoduliert |
| RAM | Random-Access-Memory |
| RCPT | Realtime Control Prototyping Target |
| ROM | Read-Only Memory |
| RT (EZ) | Realtime (Echtzeit) |
| RTF | Real Time Factor, Echtzeitfaktor |
| SAE | Society of Automobile Engineers |
| SSSP | Single Source Shortest Path problem |
| TDC (OT) | Top Dead Center (Oberer Totpunkt) |
| UML | Unified Modeling Language |
| UNFCCC | United Nations Framework Convention on Climate Change |
| VDI | Verein Deutscher Ingenieure |
| VTG | Variable Turbinengeometrie |
| WOK | Wurzelorstkurve |
| ZCD | Zero-Crossing Detection |
| Z-DGL | Zustandsdifferentialgleichungen |
| ZR | Zustandsraum |

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den letzten 20 Jahren hat sich der Dieselpreis für deutsche Endverbraucher mit einer Steigerung von 0,493 € auf 1,052 € mehr als verdoppelt [Ara2009]. Deshalb stiegen die Kraftstoffkosten bezogen auf die technische Lebensdauer von mobilen Arbeitsmaschinen wie Traktoren, Radladern oder Baggern auf inzwischen ca. 50 % der Gesamtkosten ebenso wie bei Diesel-PKWs auf etwa ein Drittel. Diese Entwicklung wird sich wegen weiter knapper werdender Rohstoffe in den nächsten Jahren fortsetzen. Das führt beim Endverbraucher zur Nachfrage nach energieeffizienteren und kraftstoffsparenden Technologien, da das Einsparpotenzial mit steigendem Dieselpreis wächst (vgl. **Tabelle 1-1**). Ein verringerter Kraftstoffverbrauch ist gleichbedeutend mit niedrigeren variablen Kosten, was bei Lohnunternehmern oder industriellen Maschinenanwendern zu einer verbesserten Wettbewerbssituation führt.

| BRD, 2009 | Diesel-PKW  | Mobile Arbeitsmaschine  |
|---|---|---|
| Stückzahl | 10,29 Mio. ¹⁾ | 1,94 Mio. ²⁾ + 0,26 Mio. ^{1), 3)} |
| Fahrzeugleben | 200.000 km | 10.000 h ^{4), 5)} |
| Nutzungsdauer | 10 a ⁶⁾ | 15 a ⁴⁾ |
| Verbrauch | 7 l/100 km ⁷⁾ | 20 l/h |
| Dieselpreis / Liter | 1,05 € | 1,05 € |
| Verbrauchskosten / Jahr | 1.470 € | 14.000 € |
| Einsparung / Jahr bei Effizienzsteigerung 10% | 147 € | 1.400 € |
| Einsparung gesamt / Jahr | 1,51 Mrd. € | 3,08 Mrd. € |

1) [KBA2009], 2) Zugmaschinen, 3) Feuerwehrfahrzeuge, anerkannte Arbeitsmaschinen, 4) [Lip2005], 5) [Rau2004], 6) [Bie2001], 7) [Bor2009]

Tabelle 1-1: Einsparpotenziale durch Verbrauchsreduzierung

Eine Effizienzsteigerung von 10 % würde den Dieserverbrauch in der Bundesrepublik Deutschland (BRD) entsprechend verringern und damit zu einer jährlichen Gesamtersparnis von 4,59 Mrd. € führen. Gleichmaßen würde der CO₂-Ausstoß reduziert und die 1998 unterzeichnete Selbstverpflichtung des Verbands europäischer Automobilhersteller (ACEA) zur Senkung der CO₂-Emissionen unterstützt. Mit der Zusage bis 2012, die durchschnittlichen CO₂-Emissionen von neu zugelassenen PKWs auf

120 g/km zu reduzieren (im Februar 2007 auf 130 g/km korrigiert, [Reh2007]), trägt der Verband der 1994 in Kraft getretenen Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen (UNFCCC) mit dem Ziel einer 20%igen Treibhausgasemissionsenkung bis 2020 Rechnung [KOM2007].

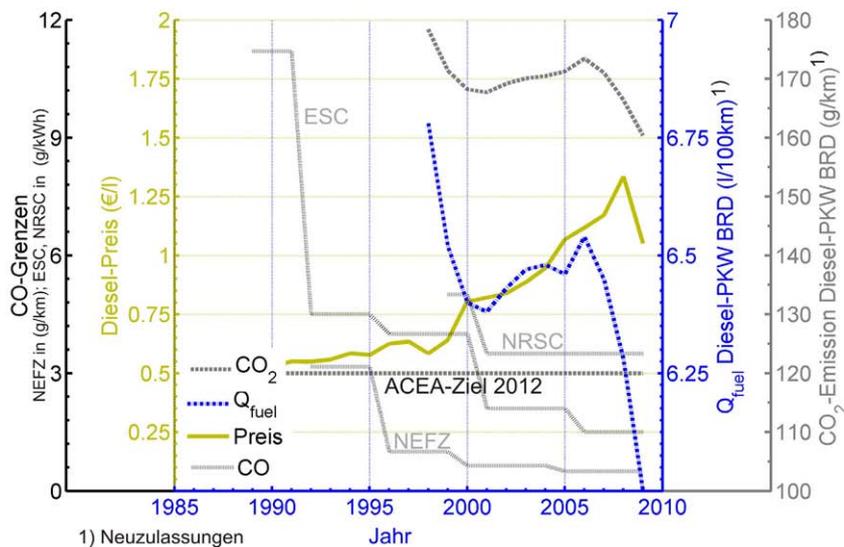


Bild 1-1: Diesel-Preisentwicklung, CO-Grenzen, spezifischer Verbrauch [KBA2009]

Bild 1-1 veranschaulicht die nationale Diesel-Preisentwicklung der letzten 20 Jahre und die tendenzielle Gegenläufigkeit des spezifischen Verbrauchs von neu zugelassenen Diesel-PKWs in der BRD sowie die dazu proportionalen CO₂-Emissionen [Mer2006]. Dem gegenübergestellt sind beispielhaft die sukzessive verschärften europäischen gesetzlichen Emissionsgrenzwerte für den CO-Ausstoß von PKWs (gemessen im New European Driving Cycle, NEDC, dt. NEFZ), Nutzfahrzeugen (gemessen im European Steady State Cycle, ESC) und mobilen Arbeitsmaschinen (gemessen im Nonroad Steady Cycle, NRSC) mit Nennleistungen von 130-560 kW.

Diese Entwicklung bestärkt Fahrzeughersteller in ihren Bestrebungen, umweltfreundliche und verbrauchsoptimierte Antriebskonzepte zu entwickeln und zu produzieren.

Durch den Trend der Hybridisierung im automotiven und Nutzfahrzeugsektor [Kil1999, Sch2008, Unr2008] inspiriert, halten hybride Antriebskonzepte und Rekuperationsstrategien in zunehmendem Maße Einzug in den Bereich mobiler Arbeitsmaschinen [Kli2007, Sieb2008, Vae2009]. Diese Entwicklung führt zu einer völlig neuen energieeffizienten Antriebslösung [Ach2008, Ste2009] und veranlasst zum anderen die Hersteller, bestehende Konzepte kritisch in Hinblick auf Optimierungspotenziale zu untersuchen.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines methodischen Ansatzes für die Konzeptionierung eines Gesamtmaschinenmanagements zur Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Der entwickelte Ansatz stellt eine Vorgehensweise zur Identifikation von Optimierungspotenzialen in bestehenden Maschinenkonzepten zur Verfügung. Themenschwerpunkte sind in **Bild 1-2** beschrieben.

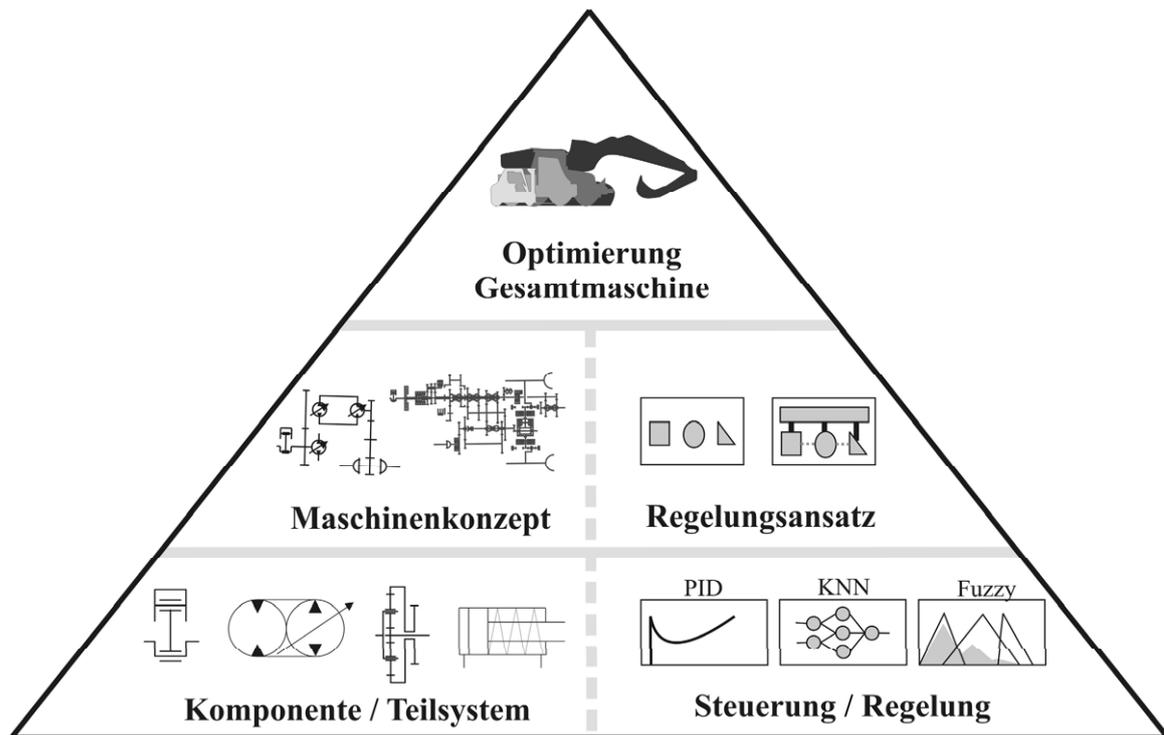


Bild 1-2: Themenschwerpunkte des Konzepts zur Optimierung des Gesamtmaschinenmanagements

Der erste Teil der Arbeit beschreibt die Entwicklung des dynamischen Modells für einen Dieselmotor als typischen Primärenergieförderer mobiler Arbeitsmaschinen. Damit kann das transiente Betriebsverhalten dieser Komponente im Optimierungsansatz berücksichtigt werden. Wichtig bei der Modellbildung ist dabei die möglichst einfache Abbildung des Kraftstoffverbrauchs.

Der zweite Teil der Arbeit befasst sich mit der Analyse bestehender Maschinenkonzepte. Exemplarisch werden für drei mobile Arbeitsmaschinen (Valtra Valmet 8050E, Liebherr Radlader L550, Fendt Vario 412,) die bestehenden Regel- und Steuermechanismen untersucht. Aus den Ergebnissen der Analyse werden eine hierarchische Darstellung der einzelnen Regelsysteme abgeleitet und bestehende Verflechtungen systematisiert.

Der dritte Teil der Arbeit beschreibt die Ableitung der Optimierungspotenziale für das Gesamtmaschinenmanagement. Diese werden in den drei Betriebsstrategien, einer stationären, einer quasistationären sowie einer dynamischen unterschiedlich genutzt und durch das Gesamtmaschinenmanagement in konkrete Steuervektoren für die Betriebsführung überführt. Die Ergebnisse der jeweiligen Ansätze werden mit den Simulationsmodellen für die jeweilige Arbeitsmaschine auf Plausibilität geprüft.

2 Dynamisches Simulationsmodell des Dieselmotors

Ein mathematisches Modell, das eine reale Gesamtmaschine beschreibt, dient der reproduzierbaren Untersuchung der Eigenschaften des Systems (Stabilität, Regelbarkeit) und seines dynamischen Verhaltens. Zwecks Aufwandsminimierung bei der Modellgewinnung für die meist hochkomplexen realen Systeme werden Abstraktionen vorgenommen. Dabei werden die für den Untersuchungsrahmen irrelevanten Zusammenhänge vernachlässigt. Es gibt analytische (white-box) und experimentell (black-box) gewonnene Modelle (vgl. **Bild 2-1**), [Her2005, Lut2007].

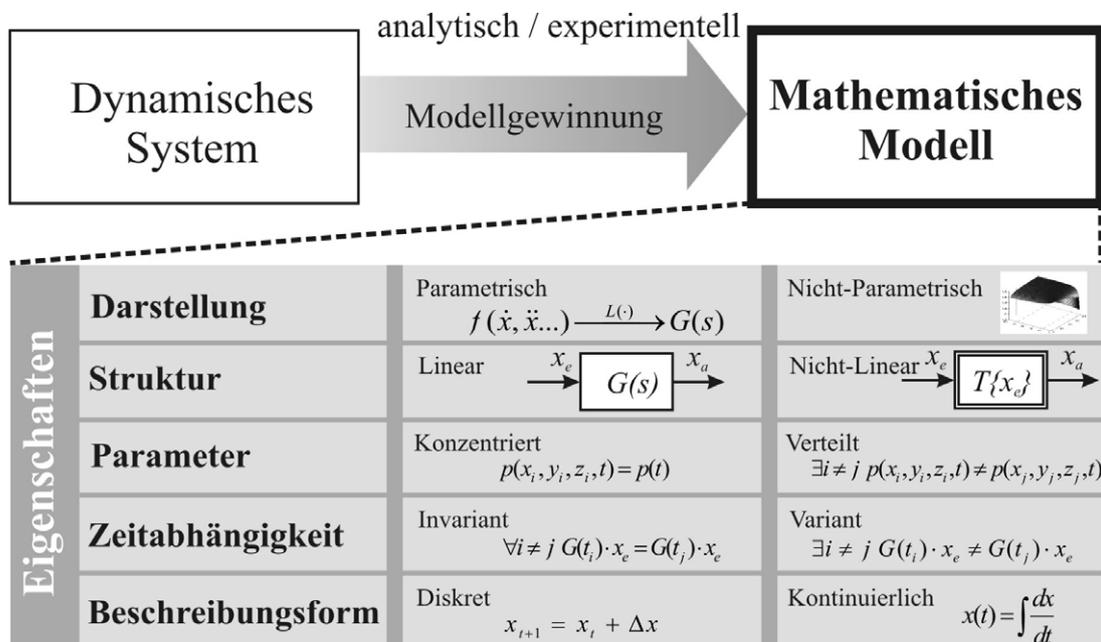


Bild 2-1: Klassifikation mathematischer Modelle

Meist finden Mischformen der Modellarten Verwendung: physikalische Zusammenhänge - in Gleichungen beschrieben – werden mit aus Messungen identifizierten Systemeigenschaften kombiniert. Es hat sich der Begriff grey-box-Modell etabliert.

Tabelle 2-1 zeigt auszugsweise in der Literatur erwähnte Modellarten für Dieselmotoren. Unterschiede sind bei den Eigenschaften, wie beispielsweise Darstellung, Struktur, Parameter, Zeitabhängigkeit sowie Beschreibungsform. Je nach Anwendungszweck variieren Abbildungsumfang und Detaillierungsgrad.

| Quelle | Fokus / Anwendungspotenzial | Umfang und Struktur |
|--------------------|--|---|
| Bar2001 | CR-Verbrennungsmodell für 1D-Ladungswechselberechnung (ATL) | Vorverbrennung (VIBE) Hauptverbrennung (VIBE -Hyperbel) |
| Böh2001 | Antriebsstrangsimulation Systemsimulation | Statisches und dynamisches Motorverhalten (PT2), geregelter Dieselmotor |
| Com2005 | HiL-Längsdynamiksimulation Echtzeitfähigkeit, Momentenstellglied | Dynamisches Motorverhalten Summenmomentmodell |
| Eig2000 | Wandwärmemodell 3D-CFD-Simulationsrechnung | Wärmeleitung, Konvektion Strahlungswärme |
| Ger1999 | 2- und 4-Takt-Simulationsmodell hochaufgeladener Dieselmotoren | Dynamisches Verhalten, modulares white-box-Modell, hohe Parameterzahl |
| Käm2003 | Echtzeitfähigkeit Prototypentwicklung | Ventiltrieb, Verbrennung, Kurbeltrieb 1D-Strömung |
| Lan2002 | Reglerauslegung | Dynamisches Motorverhalten (IT1), ungeregelter Dieselmotor |
| Mül1996 | Drehschwingungssimulation | Einzonenmodell, VIBE-Brennfunktion |
| Phi2004 | EDC-Softwareentwicklung | Verbrennungsabbildung durch Formfunktionsapproximation, ATL, Luftpfad, Kraftstoffpfad |
| Ric2006 | Reglerentwicklung (Ladedruck- und Abgasrückführatenregelung) | ATL, VIBE-Brennverlauf Kühlung, Abgasrückführung |
| Rin2002a | Abgasmodell | Stationäre HC, CO, NOx-Berechnung |
| Sch1999 | Systemsimulation Gesamtfahrzeugregelung | ATL, Ventile, Verbrennung Ladungswechsel |
| Sch2000 | Antriebsstrangsimulation Systemsimulation Dynamikuntersuchung | Triebwerk, VIBE-Brennverlauf, Drehzahlregelung Abgasturbolader |
| Sch2006 DeS1999 | Verbrauchsberechnung | Polynomansatz, Mathematische Darstellung des stationären Verbrauchs |
| Sch2007a | Verbrennungsregelung | Kurbelwelle, analytische Verbrennungsberechnung (Tangens-Ansatz) |
| Tar1994 | Reglerentwicklung Traktor | Einspritzpumpenidentifikation, Motoridentifikation (PT2), Regleralgorithmen |
| Tra2007 | Drehschwingungssimulation Ordnungsanalyse | Fourierreihe des indizierten Drehmoments |
| Wen2006 | Ruß- und NOx-Modell für EDC schnelllaufender Dieselmotoren, Null-dimensional | Potenzproduktansatz zur Berechnung von NOx und Ruß im Steuergerät |
| Wil2008 | Ladungswechselsimulation Mechanische Verlustsimulation | Niederdruckverlust beim Ladungswechsel |
| Win2003 | EDC-Applikation, Vorbedatung von EDC mit HiL-Simulator (Ottomotor) | Kraftstoffpfad, Luftpfad, Kühlung |
| Yan1995 | Längsdynamikregelung Antriebsstrangsimulation | Pedalwertsteuerung, Ein- Auslasstrakt Kühler, Abgasturbolader, Reibung |

Tabelle 2-1: Bestehende Ansätze der Dieselmotormodellierung

Die Zusammenstellung der verfügbaren Ansätze bei der Dieselmotormodellierung lässt den Rückschluss auf sinnvolle Anforderungen an ein Modell für die Gesamtmaschinensimulation und Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen zu. Die Anforderungen werden vor dem Hintergrund einer Modellimplementierung unter MATLAB/Simulink in zwei Klassen unterteilt. Die nachfolgend in **Tabelle 2-2** dargestellten Anforderungen an die Modellbildung (AM) definieren die Grenzen und

den Anwendungsfokus des Modells. Die entworfenen Anforderungen an die Programmierung (AP) berücksichtigen die „best-practice“-Grundsätze des Software Engineering und behandeln die aus numerischer Sicht gegebenen Grenzen der Implementierung [Pet2001].

| Anforderung Modellbildung | | Anforderung Programmierung | |
|--|-----|--|-----|
| Abbildung des stationären und transienten Streckenverhaltens bei geringer Parameterverfügbarkeit | AM1 | Modularer Aufbau zur Erweiterbarkeit | AP1 |
| Berücksichtigung der Nichtlinearitäten in der Strecke | AM2 | Realisierung fester (continuous) sowie variabler (variable) Schrittweite | AP2 |
| Möglichkeit der Integration eines ATL-Modells | AM3 | Stabilitäts- und Fehlerbetrachtung einzelner Lösungsverfahren | AP3 |
| Abbildung des Reglers (EDC) | AM4 | Behandlung von Diskontinuitäten | AP4 |

Tabelle 2-2: Anforderungen Dieselmotormodell

- **AM1:**

Das zu erstellende Dieselmotormodell soll sowohl das stationäre als auch das transiente Verhalten abbilden. Aus Maschinenperspektive kann unter dem stationären Verhalten die Systemeigenschaft des Motors in einem festen Arbeitspunkt verstanden werden. Das transiente Verhalten bezeichnet die Systemantwort auf einen Lastwechsel (Störgröße) an der Kurbelwelle. Die real beobachtbare Reaktion im alldrehzahlgeregelten Betrieb ist bei einer sprunghaften Lasterhöhung eine Kraftstoffverbrauchsspitze und ein temporärer Drehzahleinbruch. Das beschriebene Verhalten ergibt sich durch das Zusammenspiel einer Reihe von Teilsystemen des Dieselmotors, unter anderem durch die Rückkopplung der Motorregler- auf die Streckenübertragungsfunktion.

- **AM2:**

Das nichtlineare Motorverhalten ergibt sich aus Nichtlinearitäten im Regler und in der Strecke. In der Strecke werden die thermodynamischen Effekte mittels konzentrierter Parameter abgebildet. Dieser auch Null-dimensional genannte Ansatz unterscheidet keine örtlichen Differenzen einzelner Zustandsgrößen. Diese einfache thermodynamische Betrachtung ermöglicht dennoch die Berechnung betriebspunktabhängiger stationärer Wirkungsgradunterschiede, ohne dass ein vermessenes Muscheldiagramm vorliegen muss.

- **AM3:**

Der Abgasturbolader (ATL) wird als Teil der zu regelnden Strecke angesehen. Er beeinflusst das Streckenübertragungsverhalten und soll deshalb in Form eines einfachen, aber erweiterbaren Modells berücksichtigt werden.
- **AM4:**

Die Abbildung des Dieselmotorreglers ist zwingend erforderlich, da sich das Gesamtsystemverhalten des Motors durch ihn in weiten Grenzen beeinflussen lässt. Gerade in einer mobilen Arbeitsmaschine ist diese Feststellung wichtig, da der Dieselmotor durch das Ansteuern der üblicherweise um den Faktor 10-50 dynamischeren Hydrostaten annähernd ideale Lastsprünge erfahren kann. Diese können nur innerhalb der vom Regler vorgegebenen Grenzen aufgefangen werden und zu großen Drehzahleinbrüchen führen. Der abzubildende Regler soll die Alldrehzahlregelung und eine Füllungssteuerung des Dieselmotormodells ermöglichen. In der Regel erhält er die Führungsgröße über den Pedalwertgeber und bestimmt die Einspritzmenge in Abhängigkeit des aktuellen Betriebszustands. Je nach Arbeitspunkt werden verschiedene Schaltbedingungen erfüllt, die zu Nichtlinearitäten in Form von Einspritzmengenbegrenzungen oder -erhöhungen führen.
- **AP1:**

Die Implementierung erfolgt unter MATLAB/Simulink und soll im Sinne einer leichten Erweiterbarkeit objektorientiert bzw. modular sein.
- **AP2:**

Zur Laufzeitoptimierung wird eine Implementierung gefordert, die sowohl bei fester als auch bei variabler Schrittweite die Berechnung der Systemgleichungen ermöglicht. Feste Schrittweiten eignen sich in Hinblick auf die Compilierung für ein echtzeitfähiges Zielsystem (EZ-Target). Die Berechnung der Systemgleichungen mit variabler Schrittweitensteuerung verkürzt die Rechenzeiten.
- **AP3:**

Die Implementierung soll so gewählt werden, dass numerische Fehler weder zur Modellinstabilität noch zu global falschem Verhalten des Modells führen. Die Angabe eines geeigneten Lösungsverfahrens und der Nachweis der numerischen Stabilität bei einer erwünschten Ergebnisgenauigkeit sind gewünscht.

- **AP4:**

Die korrekte Lösung der Modellgleichungen muss gerade in Bereichen auftretender Diskontinuitäten sichergestellt sein.

Mit der obigen Darstellung sind die als wichtig erkannten Anforderungen an das zu erstellende Motormodell definiert. Diese werden in den nächsten Abschnitten bei der Modellbildung der Regelstrecke, des Reglers sowie deren Implementierung berücksichtigt und auf ihre Erfüllung geprüft.

2.1 Modellbildung der Regelstrecke

Moderne Dieselmotoren sind komplexe Aggregate, die aus verschiedenen Teilsystemen bestehen. [Mol2007] unterscheidet das Verbrennungs-, Auflade-, Kühl-, Schmier-, Einspritz-, Abgas- und Kraftstoffsystem sowie das mechanische System, **Bild 2-2**.

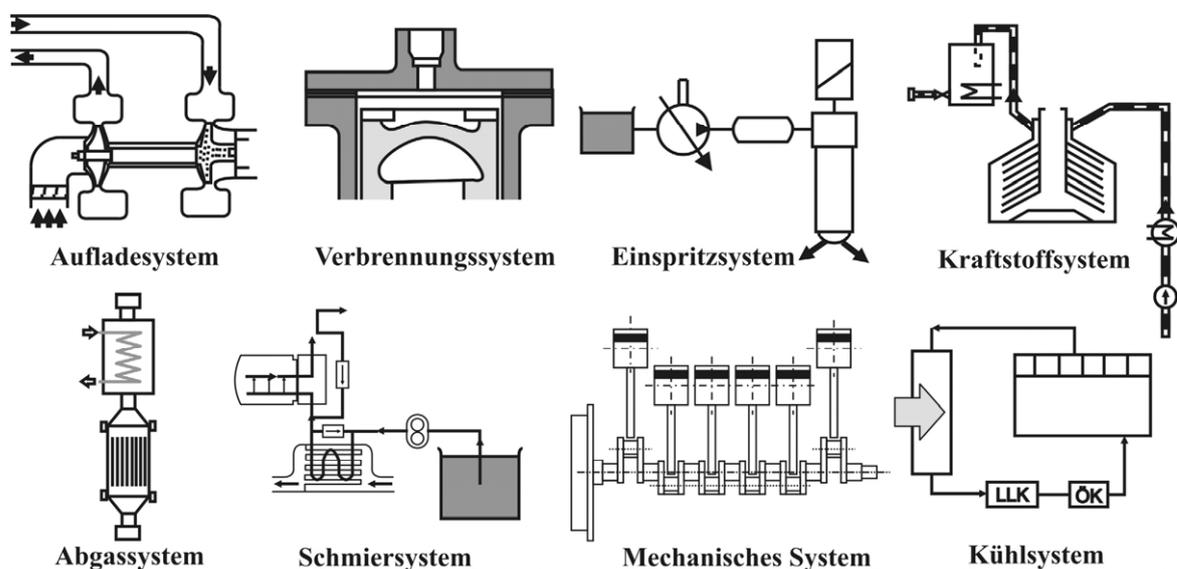


Bild 2-2: Der Dieselmotor und seine Teilsysteme, vgl. [Mol2007]

Jedes dieser Teilsysteme weist eine Vielzahl technologischer Varianten auf [Bos2003, Mer2006, Mol2007, Url1995], die je nach Anwendungszweck des Modells bei der Modellbildung Berücksichtigung finden müssen.

Da es den typischen Dieselmotor als solchen nicht gibt, hängt der erforderliche Modellierungsumfang, ersichtlich aus der Anzahl der zu berücksichtigenden Teilsysteme, von der Technologiestufe (vgl. [Mol2007, Ren2009]) des abzubildenden Dieselmotors ab. Zur Erfüllung der Anforderungen an das in dieser Arbeit entwickelte Modell wird bei der Streckenabbildung in **Abschnitt 2.1.1** das mechanische System, das Verbrennungssystem und in **Abschnitt 2.1.2** das Aufladesystem berücksichtigt. Die Abbildung der Dieselmotorregelung für die einzelnen Teilsysteme und das Gesamtsystem wird von der Streckenmodellierung strikt getrennt und im darauffolgenden **Abschnitt 2.1.3** dargestellt. Abgesehen vom Abgasturbolader werden die anderen Teilsysteme im erstellten Modell nicht abgebildet. Diese bewusst in Kauf genommene Abweichung zum realen System, auch „Fehler 1. Art“ genannt (vgl. [Bol2004]), ist ein ex ante bekannter Modellfehler. Der Grund für diese Vorgehensweise liegt in der Anforderung **AM1**, nach einem im Rahmen der Gesamtsystemsimulation vertretbaren Modellierungsaufwand und einer einfachen Parametrierbarkeit des Motormodells. Durch Einhaltung von **AP1** kann das Modell, falls aufgrund größerer Abweichungen zum realen System erforderlich, jederzeit um zusätzliche Teilsysteme erweitert werden. Dadurch wird der Detaillierungsgrad gesteigert und der Modellfehler verringert.

Der als „Fehler 2. Art“ bezeichnete Fehler bei der Modellbildung der Strecke kann prinzipbedingt nicht vermieden werden. Er ergibt sich aus der Ungenauigkeit der zur Verfügung stehenden Modellparameter. Diese fehlerbehafteten Daten führen zur Laufzeit des Modells zu Abweichungen in den berechneten Lösungen, im Vergleich zur Verwendung korrekter (genauerer) Parameterwerte. Der Fehler 2. Art kann bei schwer bestimmbar Parameter nur durch hohen Mess- und damit Zeit- sowie Kostenaufwand verringert werden. Die Fragestellung, inwieweit die Ungenauigkeiten der im Modell verwendeten Parameterwerte die Simulationsergebnisse beeinflussen, wird in **Abschnitt 2.1.3** durch eine Sensitivitätsanalyse beantwortet.

Das Ziel der nachfolgend dargestellten Abbildung des Dieselmotors als Regelstrecke ist die mathematische Beschreibung des mechanischen Systems sowie des Verbrennungs- und des Aufladesystems. Hierdurch soll sein charakteristisches, quasistationäres sowie transientes Verhalten wiedergegeben werden. Im Rahmen des Anwendungszwecks Antriebsstrangsimulation reicht die Betrachtung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e als kennzeichnende Größe für das Stationärverhalten des Motormodells aus. Es soll bei einer einfachen Parametrierbarkeit (wenige Messungen, all-

gemein verfügbare Parameterwerte) den betriebspunktspezifischen Dieselverbrauch berechnen können. Das transiente Verhalten wird durch das Führungs- und Störgrößenverhalten charakterisiert. Es ergibt sich aus dem gemeinsamen Verhalten der Strecke und des Reglers. Kennzeichnende Größen sind hier der aktuelle Dieselkraftstoffverbrauch b_{act} und der Verlauf der Regelgrößenabweichung, der Differenz aus aktueller sowie reglerseitig voreingestellter Dieselmotordrehzahl $\Delta n_{Eng} = n_{Eng,act} - n_{Eng,set}$.

2.1.1 Mechanisches System und Verbrennungssystem

Zur Erfüllung der Anforderungen **AM1-3** wird das mechanische System sowie das Verbrennungssystem in die Zustandsraum (ZR)-Darstellung überführt. Der gewählte Ansatz geht auf das Einzonenmodell in [Pis2002, Sch2000] zurück. Der Zylinderbrennraum wird dort als System aufgefasst, das die Ladungswechselphase und die Hochdruckphase durchläuft. Während des Ladungswechsels werden Frischgas angesaugt und die Verbrennungsgase ausgeschoben. In der Hochdruckphase werden die angesaugte Luftmasse komprimiert und der eingebrachte Kraftstoff nach dem Einspritzvorgang verbrannt. Der hochkomplexe Verbrennungsvorgang wird durch eine Wärmeenergiezufuhr in das System nach einer frei definierbaren Formfunktion (häufig die einfache VIBE-Funktion [Vib1970]) abgebildet. Dieser Ansatz bietet sich deshalb an, da auf Basis dieser Null-dimensionalen Modellierung eine spätere Erweiterung zur kompletten Abbildung des Luftmassen- sowie Kraftstoffmassenpfads nach der Füll- und Entleermethode denkbar ist (**AP1**).

Mechanisches System

Das mechanische System des Dieselmotors besteht aus dem Kurbeltrieb sowie einer Reihe von zahnrad- oder kettengetriebenen Nebenantriebsselementen. Zur Integration in das Gesamtstreckenmodell wird hier ausschließlich der Kurbeltrieb berücksichtigt. Der Aufbau ist in **Bild 2-3** schematisch dargestellt. Er besteht aus der Kurbelwelle, dem Pleuel und dem Zylinderkopf. Der Kurbeltrieb hat die Primäraufgabe, die auf den Kolben wirkende Gaskraft F_{Cmb} in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle zu wandeln [Kur2006]. Dafür wird die Gaskraft F_{Cmb} unter Einwirkung der oszillierenden Massenkraft F_{mosc} über das Pleuel in den Kurbelzapfen eingeleitet.

Der mechanische Kurbeltrieb, der die Massen- sowie Gaskräfte in Tangentialkräfte wandelt, wird modellseitig nur funktional abgebildet. Das heißt, dass weder die Geometrien noch die verwendeten Werkstoffe der Kurbelwelle und des Pleuels bekannt sein müssen. Bezogen auf das reale System, bestehend aus schwingungsfähigen Teilsystemen, kommt das der Annahme einer Kurbelwelle mit der Drehsteifigkeit $c_{CS} = \infty$ gleich. Das Modell wird damit leichter parametrierbar, kann aber die Torsion der mechanischen Bauteile des Kurbeltriebs nicht abbilden. In Hinblick auf die Systemsimulation einer mobilen Arbeitsmaschine stellt diese in der Abbildungstiefe gewählte Modellgrenze aber keine Beschränkung zum Einsatz des Modells dar. Für die Implementierung einer Laufruheregung, vgl. [Lac2004], sind modellseitige Adaptionen erforderlich. Ausführungen zur Abbildung der Kurbelwelle als schwingungsfähiges mechanisches Feder-Dämpfer-System finden sich in [Mol2007].

Aus den geometrischen Abhängigkeiten im Kurbeltrieb berechnet sich das Arbeitsvolumen eines Zylinders nach (2.4), [Pis2002].

$$V_z(\varphi) = A_{Pis} \cdot r \cdot \left(1 - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{1}{\lambda} \right) + V_c \quad (2.4)$$

Um die geschwindigkeitsabhängige mechanische Systemdämpfung modellseitig zu integrieren, wird der empirische Ansatz nach [Url1995] verwendet. Das mittlere Reibmoment $\bar{T}_{fr}(\varphi)$ wirkt dem durch die Tangentialkräfte erzeugten Drehmoment um die Kurbelwelle entgegen. Es berechnet sich aus dem Reibmitteldruck (2.5) entsprechend der Gleichung (2.6).

$$\bar{p}_{fr}(\varphi) = 0,07 \cdot (\varepsilon - 4) + 0,4 \cdot \frac{60 \cdot \dot{\varphi}}{2\pi \cdot 1000} + 0,4 \cdot \left(\frac{2 \cdot r \cdot \dot{\varphi}}{\pi \cdot 10} \right)^2 \quad (2.5)$$

$$\bar{T}_{fr}(\varphi) = \frac{V_H \cdot \bar{p}_{fr}(\varphi)}{4 \cdot \pi} \quad (2.6)$$

Verbrennungssystem

Das Verbrennungssystem besteht aus dem Zylinderbrennraum, der durch den Kolben und dessen aktuelle Position sowie die Zylinderwand (Laufbuchsen) begrenzt wird. Im Zylinderbrennraum erfolgt die Umsetzung der chemisch im Dieselkraftstoff gebundenen Energie in Nutzarbeit. Für die ZR-Darstellung werden der Ladeluftdruck p_{TC} , die pro Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmenge m_{inj} (oder äquivalent die Wärmemenge) sowie das Lastmoment T_{ldg} (Störgröße in Hinblick auf die Alldreh-

zahlregelung) als Systemeingangsgrößen $\bar{u}(t)$ festgelegt. Der innere Systemzustand des Zylinderbrennraums wird unter Einbeziehung der mechanischen Zusammenhänge im Kurbeltrieb durch die Zustandsvariablen $\bar{x}(t) = (\varphi(t), \dot{\varphi}(t), p_{Cyl}(t), Tmp_{Cyl}(t))^T$ beschrieben, wie in **Bild 2-4** dargestellt.

Die Systemdynamik, also der zeitliche Verlauf der Zustandsgrößen $\bar{x}(t)$ sowie der Systemausgangsgrößen $\bar{y}(t)$ bei bekannt vorausgesetzter Trajektorie der Eingangsgrößen, kann durch die Zustandsdifferentialgleichungen (Z-DGL) für die Druckänderung, die Temperaturänderung und die Änderung der Wärmeenergie (proportional der Kraftstoffmassenumsetzung) abgebildet werden. Als Ausgangsgröße werden die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und der aktuelle Kraftstoffverbrauch gewählt. Der Ladungswechselvorgang wird durch die Kraftstoffmassenzufuhr zum Zeitpunkt der Einlassventilöffnung abgebildet. Die Ventile selbst und die Strömungsvorgänge sind nicht Teil der Modellierung (**AM1**). Während der Ansaugphase wird der Einlassdruck auf den Turboladerausgangsdruck p_{TC} gesetzt.

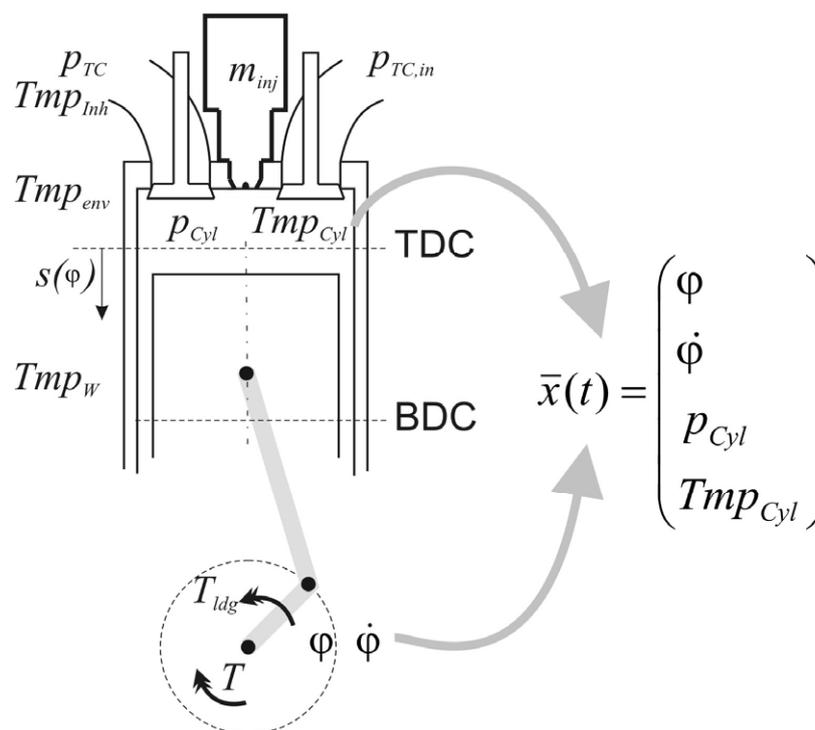


Bild 2-4: Verbrennungssystem

Mit der Öffnung des Auslassventils entspannt sich der Zylinderdruck in der Ausschleppphase auf den Turboladereingangsdruck, der hier in Höhe des Umgebungsdrucks angenommen wird. Der Grund für diese Annahme liegt an der kennfeldbasierten Ab-

bildung des ATL, der als Eingangsgröße weder die Abgastemperatur noch den Druck des Abgasrohrs (Stauaufladung) benötigt. Die Rückwirkungen des Drucks im Auslassammelrohr auf das Summendrehmoment um die Kurbelwelle könnten durch die Erweiterung des vorliegenden Modells um ein nachgeschaltetes Behältermodell berücksichtigt werden.

Die DGLn der Zustandsänderungen (**Tabelle 2-3**, Gleichung (2.7-2.11)) beruhen auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, dem Energieerhaltungssatz und dem 2. NEWTON'schen Axiom. Eine ausführliche Herleitung der Gleichungen des Streckenmodells Zylinderbrennraum sind [Pis2002, Sch2000, Url1995, Eif2009] zu entnehmen. Dort finden sich ebenfalls alternative oder ergänzende Abbildungsmöglichkeiten der Verbrennung (z.B. Doppel-VIBE-Ansatz) sowie der Verlustberechnungen (Kühlung, Undichtigkeit, Ladungswechsel), auf deren Darstellung deshalb hier verzichtet wird.

| | | |
|--|---|--------|
| $\ddot{\varphi} = \frac{1}{J_{red}} \cdot \sum T_x = \frac{1}{J_{red}} \cdot \left((T_{cmb} + T_{mosc} - \bar{T}_{fr}) - T_{ldg} \right)$ | Winkelbeschleunigung. 2. NEWTON'sches Axiom (Drallsatz) | (2.7) |
| $\dot{p}_{Cyl} = \frac{R}{c_v \cdot V_z} \cdot \left[\frac{dQ_{Cmb}}{d\varphi} - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) \cdot p_{Cyl} \cdot \frac{dV_z}{d\varphi} \right] \cdot \dot{\varphi}$ | Zylinderdruckänderung | (2.8) |
| $\dot{m}_{fuel} = \frac{1}{H_u} \cdot \frac{dQ_{Cmb}}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}$ | Kraftstoffmassenstrom | (2.9) |
| $\frac{dQ_{Cmb}}{d\varphi} = \frac{Q_{Cmb, sum}}{\varphi_{cl}} \cdot a_{Cmb} \cdot (m_{Cmb} + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{cl}} \right)^{m_{Cmb}} \cdot e^{-a_V \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{cl}} \right)^{(m_{Cmb} + 1)}}$ | Wärmeenergieänderung in einem Zylinder. VIBE-Funktion. | (2.10) |
| $T\dot{m}p_{Cyl} = \frac{1}{c_v \cdot m_L} \cdot \left[\frac{dQ_{Cmb}}{d\varphi} \left(1 - c_v \cdot Tmp_{Cyl} \cdot \frac{1}{H_u} \right) - p_{Cyl} \cdot \frac{dV_z}{d\varphi} \right] \cdot \dot{\varphi}$ | Temperaturänderung in einem Zylinder durch Wärmezufuhr. | (2.11) |

Tabelle 2-3: DGLn des Null-dimensionalen Streckenmodells des Zylinderbrennraums

Während des Arbeitszyklus wird dem System über die Brennraumwände Energie in Form von Abwärme (2.12) entzogen. Diese Verluste werden im Modell durch den WOSCHNI-Ansatz zur Berechnung der mittleren Wärmeübergangszahl α_G berücksichtigt.

$$\dot{Q}_W = \alpha_G \cdot A_W \cdot (Tmp_{Cyl} - Tmp_W) \quad (2.12)$$

$$\alpha_G = 0,013 \cdot d_{Pis}^{-0,2} \cdot p_{Cyl}^{0,8} \cdot Tmp_{Cyl}^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_{H,Cyl} \cdot Tmp_{InCl}}{p_{InCl} \cdot V_{InCl}} \cdot (p_{Cyl} - p_0) \right]^{0,8} \quad (2.13)$$

In [Url1995, Spi2007] werden für die experimentell zu bestimmenden Konstanten phasen- und einspritzspezifische Standardwerte angegeben:

| | |
|--|---|
| $C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m}$ | Während der Ladungswechselphase |
| $C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m}$ | Kompressions-/Expansions-/Verbrennungsphase |
| $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ [m/sK] | DI-Dieselmotoren |
| $C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ [m/sK] | Vorkammer-Dieselmotoren |

Tabelle 2-4: Koeffizienten der WOSCHNI-Gleichung

Der so berechnete Wandwärmeverlust mindert den während der Verbrennungs- und Kompressionsphase entstehenden Druck im Zylinder. Das führt zu einer kleineren resultierenden Gaskraft und folglich zu einem geringeren, durch die Tangentialkraft aus der Verbrennung sowie der Kompression-Expansion induzierten Drehmoment T_{Cmb} , (2.14) [Url1995, Pis2002].

$$T_{cmb}(\varphi) = \frac{V_{H,Cyl}}{2} \cdot p_{Cyl}(\varphi) \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \quad (2.14)$$

Bild 2-5 zeigt exemplarisch den Gesamttangentialkraftverlauf, der sich als Summe aus der Gastangentialkraft $F_{Cmb,t}$ und dem oszillierenden Tangentialkraftanteil $F_{mosc,t}$ eines Einzylindertriebwerks über dem Kurbelwinkel φ ergibt.

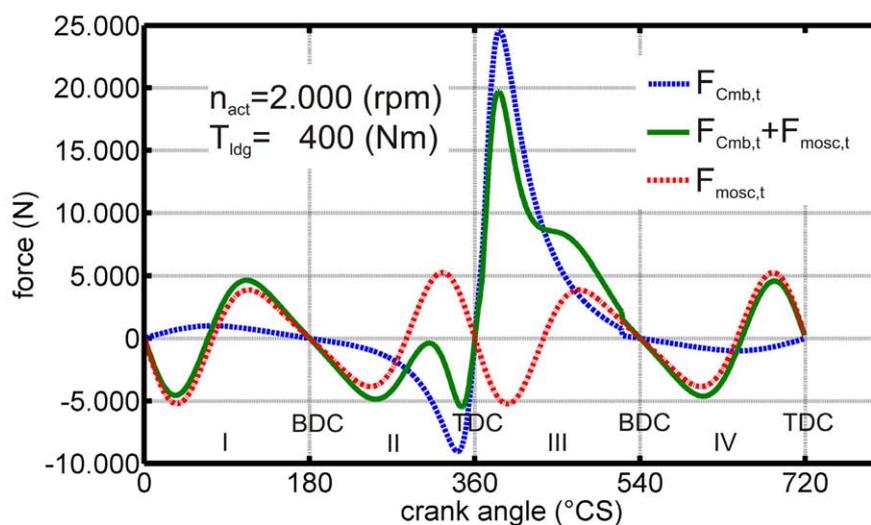


Bild 2-5: Tangentialkraftverlauf

Analog zur Umsetzung im Modell beginnt der aus 4 Takten bestehende Arbeitszyklus im oberen Totpunkt (TDC) bei $\varphi = 0^\circ \text{CS}$ mit dem Ansaugtakt I. In Takt II erfolgt die Kompression, in Takt III der Arbeitsprozess und das Ausschleiben im Takt IV endet im TDC bei $\varphi = 720^\circ \text{CS}$.

ZR-Darstellung der Regelstrecke (mech. System und Verbrennungssystem)

Zusammenfassend gelten für einen Zylinder die in die ZR-Darstellung überführten Zusammenhänge aus (2.15):

| <u>Eingangsgrößen</u> | <u>Zustandsgrößen</u> | <u>Ausgangsgrößen</u> | |
|----------------------------|--|-----------------------|--------|
| $u_1(t) = Q_{Cmb, sum}(t)$ | $x_1(t) = \varphi(t)$ | $y_1(t) = x_2(t)$ | |
| $u_2(t) = T_{ldg}(t)$ | $x_2(t) = \dot{x}_1(t) = \dot{\varphi}(t)$ | $y_2(t) = b_e(t)$ | |
| $u_3(t) = p_{TC}(t)$ | $x_3(t) = p_{Cyl}(t)$ | | (2.15) |
| | $x_4(t) = Tmp_{Cyl}(t)$ | | |

Z-DGL-System

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) &= \frac{1}{J_{red}} \cdot \sum T_x = \frac{1}{J_{red}} \cdot \left((T_{cmb}(t) + T_{mosc}(t) - \bar{T}_{fr}(t)) - u_2(t) \right) \\ \dot{x}_3(t) &= \frac{R}{c_v \cdot C(t)} \cdot \left[A(t) - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) \cdot x_3(t) \cdot D(t) \right] \cdot x_2(t) \\ \dot{x}_4(t) &= \frac{1}{c_v \cdot m_L} \cdot \left[A(t) \left(1 - c_v \cdot x_4(t) \cdot \frac{1}{H_u} \right) - x_3(t) \cdot D(t) \right] \cdot x_2(t) \end{aligned}$$

Die Funktionen $A(t), B(t), C(t)$ und $D(t)$ beinhalten die bereits dargestellten kinematischen und thermodynamischen Zusammenhänge der Regelstrecke und dienen nur der besseren Lesbarkeit. Ihre vollständige Darstellung sowie die Überführung in die Vektorform finden sich im **Anhang A.1** dieser Arbeit.

Das Modell eines Mehrzylindermotors kann unter Beachtung der Zündfolge durch einfache Vektoraddition der Z-DGLen mehrerer Zylinder gebildet werden. Die unterschiedlichen Bauformen (Reihe, Stern, Boxer, W) werden in den Startwerten des Motormodells durch einen Vektor mit den entsprechenden Zylinderstellungen berücksichtigt. Die allgemeine ZR-Darstellung eines Mehrzylindermotors zur rechnergestützten Lösung der vorgestellten Anfangswertaufgabe ergibt sich nach (2.16) zu:

$$\begin{aligned}\dot{\bar{x}}(t) &= \bar{f}(\bar{x}(t), \bar{u}(t)) \quad \text{mit} \quad \bar{x}(t_0) = \bar{x}_0 \\ \bar{y}(t) &= \bar{g}(\bar{x}(t), \bar{u}(t))\end{aligned}\tag{2.16}$$

Bei Vernachlässigung der Zeitabhängigkeit der Signale ergibt sich die konkrete nicht-lineare ZR-Darstellung für einen z-Zylindermotor zu:

$$\begin{aligned}\dot{\bar{x}}_1 &= (\dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1, \dot{p}_1, T\dot{m}p_1)^T = f_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, p_1, Tmp, m_{inj,1}, p_{TC,1}, T_{ldg}) \\ \dot{\bar{x}}_2 &= (\dot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_2, \dot{p}_2, T\dot{m}p_2)^T = f_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2, p_2, Tmp, m_{inj,2}, p_{TC,2}, T_{ldg}) \\ &\vdots \\ \dot{\bar{x}}_z &= (\dot{\varphi}_z, \ddot{\varphi}_z, \dot{p}_z, T\dot{m}p_z)^T = f_z(\varphi_z, \dot{\varphi}_z, p_z, Tmp, m_{inj,z}, p_{TC,z}, T_{ldg})\end{aligned}\tag{2.17}$$

$$\bar{y} = g \left(\begin{array}{ccc} \varphi_1 & \cdots & Tmp_1 \\ \vdots & \ddots & \\ \varphi_z & & Tmp_z \end{array}, \begin{array}{c} \left(m_{inj,1} \cdots T_{ldg} \right) \\ \vdots \\ \left(m_{inj,z} \cdots T_{ldg} \right) \end{array} \right)$$

Diese Darstellung wird in **Abschnitt 2.3** aufgegriffen und bei der Implementierung des Streckenmodells programmseitig umgesetzt.

2.1.2 Aufladesystem

In modernen Dieselmotoren für mobile Arbeitsmaschinen sind zur Leistungssteigerung in der Regel Aufladesysteme integriert. Dadurch werden, auch als Downsizing bekannt, die Literleistung erhöht und der Raumbedarf, die Geräuschemissionen, der Verbrauch sowie die Schadstoffemissionen verringert [Pis2002, Gol2005]. Bei den Aufladesystemen für Verbrennungsmotoren werden verschiedene Bauarten unterschieden, deren charakteristische Merkmale und Funktionsprinzipien im Folgenden beschrieben werden.

Mechanische Aufladesysteme, die entweder nach dem Verdrängerprinzip (Roots-Gebläse) oder nach dem Strömungsprinzip (Radial- oder Axialgebläse) arbeiten, werden direkt mechanisch vom Dieselmotor angetrieben. Aufgrund ihres vergleichsweise niedrigen Druckverhältnisses ($\leq 1,6$) sind sie in Motoren für mobile Arbeitsmaschinen aber wenig verbreitet [Pis2002].

Üblicherweise kommen dort Systeme mit **Abgasturboaufladung** (ATL) zum Einsatz. Sie bestehen aus einer Turbine und einem Verdichter, die mechanisch über eine Welle miteinander verbunden sind. Die mit dem heißen Abgasmassenstrom beaufschlagte Turbine treibt über die Welle den Kompressor an, der für eine erhöhte Zylinderfüllung

sorgt. Um die Ladedruckerzeugung den verschiedenen Betriebszuständen des Motors anzupassen, werden verschiedene Konstruktionsvarianten und Anordnungen von ATLn verbaut.

Als Erweiterung zum beschriebenen Aufbau kann abgasseitig ein Bypassventil (**Wastegate**) installiert werden, um Abgase an der Turbine vorbei direkt in den Auspuff zu führen. Diese Variante findet bei Laderauslegungen Anwendung, die schon bei niedrigen und mittleren Drehzahlen einen hohen Ladedruck bereitstellen. Durch den Stelleingriff der Ladedruckregelung, was dem Öffnen des Bypassventils entspricht, wird bei hohen Drehzahlen ein weiterer Anstieg der Laderdrehzahl und folglich des Ladedrucks unterbunden.

Eine jüngere Ladervariante sieht eine **variable Turbinengeometrie** vor (VTG). Dabei wird die ansonsten starre Einlaufspirale zum Turbinenrad durch verstellbare Turbinenleitschaufeln ersetzt. Das führt auch bei niedrigen Drehzahlen zu einem dynamisch verbesserten Ansprechverhalten und zur Verkleinerung des „Turbolochs“, [Hoe2000].

Eine weitere Variante ist der **Stufenlader** (z.B. zwei Stufen beim Twin Turbo), der eine Reihenschaltung von Abgasturboladern unterschiedlicher Größe darstellt. Der Abgasmassenstrom wird bei niedrigen Drehzahlen über den bei höherem Druck arbeitenden kleineren Lader geführt. Mit steigender Drehzahl wird der größere Lader zunehmend durchströmt und dient als Vorverdichter des kleineren Laders. Die mehrstufige geregelte Aufladung ermöglicht eine stufenlos variable Anpassung des Ladedrucks an den aktuellen Betriebszustand des Dieselmotors [Pis2002, Hoe2000].

Beim sogenannten **Turbocompounding**, einem bereits in den 1980er Jahren bekanntem Verbundverfahren [Zin1985, Wos1990] wird die überschüssige Abgasenergie des konventionellen Laders mittels einer zweiten Turbine mechanisch zur Erhöhung des Kurbelwellenmoments genutzt.

Beim **eBooster™** wird die Laderleistung in kritischen transienten Betriebszuständen (geringer Abgasmassenstrom) durch die Einbeziehung eines Elektromotors gesteigert. Dies erfolgt entweder durch die Installation eines direkt auf der Welle des Laufzeugs eingreifenden Elektromotors, oder alternativ durch die Reihenschaltung eines elektromotorgetriebenen Strömungsverdichters als Vor- oder Nachschaltkomponente zu einem Standardturbolader [Hoe2001, Mue2002].

Die Vielfalt heutiger Aufladesysteme nimmt – auch durch die Integration elektrischer Komponenten – stetig zu [Ber2009]. Deshalb muss, wie bereits bei der Modellbildung des Dieselmotors, der Detaillierungsgrad der Abbildung des Aufladesystems nach

ihrem Einsatzzweck bestimmt werden (**AM3**). Vor dem Hintergrund einer Motormodellbildung für die vergleichende Längsdynamiksimulation kompletter mobiler Arbeitsmaschinen sind die Anforderungen an die Genauigkeit und Tiefe des ATL-Modells niedrig gewählt, wie **Tabelle 2-5** zeigt.

| Anforderung Modellbildung | | Anforderung Programmierung | |
|--|-------------|--|-------------|
| Abbildung stationärer Druckunterschiede | AM31 | Hohe Flexibilität | AP31 |
| Berücksichtigung des Ansprechverhaltens des Aufladesystems (Modellvorstellung eines konventionellen einstufigen ATL nach dem Verfahren der Stauaufladung ohne Wastegate) | AM32 | Realisierung fester (continuous) sowie variabler (variable) Schrittweite | AP32 |
| Geringer Parametrierungsaufwand | AM33 | - | - |

Tabelle 2-5: Anforderungen an die Modellbildung des Aufladesystems

Für die vorliegende Arbeit werden die erhobenen Anforderungen durch ein laufzeitgünstiges kennfeldbasiertes Modell erfüllt.

Kennfeldmodell des Aufladesystems

Der stationär mittels ATL erzeugte Ladedruck des Dieselmotors wird durch ein gemessenes Kennfeld abgebildet. Das Kennfeld beschreibt in Abhängigkeit des vom Dieselmotor abgegebenen Drehmoments T_{ldg} bei der Drehzahl n_{act} den Ladedruck am Turboladerausgang. Dieser wird unter Vernachlässigung von Strömungsverlusten in den Rohrleitungen und Drosselverlusten an den Ventilen als Aufladedruck p_{TC} für die Zylinder angenommen. Betriebspunktabhängig können so die verschiedenen Aufladedrücke durch lineare Interpolation berechnet und dem Motormodell als Eingang zur Verfügung gestellt werden (**AM31**). Das dynamische Verhalten des Turboladers wird durch Systemidentifikation aus Messungen abgeleitet (**AM32**). Hierfür werden einem Versuchsmotor (DEUTZ BF6M1013 EC) jeweils bei niedriger (1.000 min^{-1}), mittlerer (1.500 min^{-1}) und bei hoher Drehzahl (2.000 min^{-1}) Lastmomentsprünge verschiedener Höhe aufgeprägt und die Sprungantwort des Aufladesystems, also der Ausgangsdruck des Turboladers gemessen. Aus dem Antwortverhalten wird unter der vereinfachten Annahme eines PT1-Verhaltens die mittlere Zeitkonstante T_1 bestimmt. Dieser Übertragungsfunktion wird das Kennfeld der stationär vermessenen Ladedrücke als nicht-lineare Verstärkung vorgeschaltet, **Bild 2-6**. Diese Art der Modellbildung erfordert, ebenso wie die Vorgehensweise bei der Abbildung des Dieselmotors, die Messung von Drehzahl und Drehmoment sowie zusätzlich die Erfassung des Ladedrucks

(AM33). Das Modell erfüllt die Anforderung nach fester und variabler Schrittweite, da das stationäre Kennfeld nur diskrete Zustände kennt und die Reihenschaltung mit dem PT1-Glied zu keinerlei Diskontinuitäten führt (AP32).

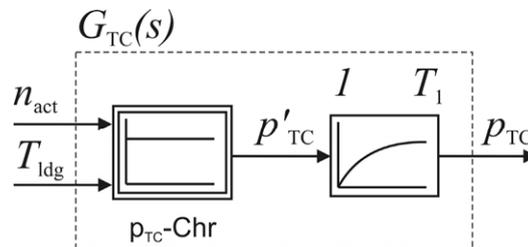


Bild 2-6: Modellbildung des Aufladesystems

Das erstellte Modell weist in Hinblick auf die Erweiterbarkeit eine hohe Flexibilität auf (AP31). Bei umfangreichen Messungen kann beispielsweise ein künstliches neuronales Netz trainiert und dadurch die als einfaches PT1-Glied angenommene Übertragungsfunktion $G_{TC}(s)$ des Aufladesystems ersetzt werden. Eine andere Möglichkeit besteht in der Integration eines Behältermodells als Sammelrohr für die Abgase aus den Zylindern mit Nachschaltung eines kennfeldbasierten empirisch-/physikalischen Modells oder eines vereinfachten Hammerstein-Modells für den Abgasturbolader [Sin2000].

Bei der Modellbildung komplexer Systeme ergeben sich nicht alleine die Fragestellungen nach den Möglichkeiten der mathematischen Abbildung, sondern vielmehr nach einer geeigneten Abbildungstiefe und dem damit einhergehenden Aufwand der Parametrierung. Deshalb stehen bei der Modellbildung des Dieselmotors die Parameter der Gleichungen (2.1-2.14) und deren Verfügbarkeit im besonderen Fokus.

Im Folgenden werden Möglichkeiten der approximativen Bestimmung oder Berechnung unbekannter Größen aufgezeigt. Als Alternative werden die aus einschlägiger Literatur bekannten Parameter als Standardwerte zur Modellparametrierung angegeben. Parameter, deren Wertevariation innerhalb sinnvoller Toleranzgrenzen kaum zu einem veränderten Berechnungsergebnis führt, werden als nichtsensitiv bezeichnet [Sal2005]. Der sich aus einem Datenfehler in diesen Parametern ergebende Anteil am Gesamtfehler bei der Lösungsberechnung der Modellgleichungen ist vernachlässigbar gering.

2.1.3 Parameter: Sensitivität und Verfügbarkeit

Als aus den Datenblättern der Motorenhersteller bekannt vorausgesetzt werden charakteristische geometrische sowie konstruktiv-technologische Parameter, vgl. [Agc2009, Deu2009, Man2009]. Zu diesen zählen: der Kurbelradius r , das Schubstangenverhältnis λ , die Pleuellänge l , das Hubvolumen V_H , die Zylinderzahl z , die Bohrung d_{Pis} , das Verdichtungsverhältnis ε und die Zündfolge. Die Kolbenfläche A_{Pis} sowie die anderen auf den einzelnen Zylinder bezogenen geometrischen Größen sind daraus in guter Näherung berechenbar. Die vorgegebenen Standardparameterwerte der Gleichungen des mathematischen Modells liegen innerhalb der physikalisch/empirisch sinnvollen Grenzen. Für den Anwender stellt sich bei der Festlegung der für die Abbildung eines speziellen Motors unbekannt Parameterwerte die Frage nach der erforderlichen Genauigkeit in Hinblick auf eine hohe Ergebnisgüte. Die nachfolgend durchgeführte Sensitivitätsanalyse gibt Auskunft darüber, welche Parameter bereits bei kleinen Änderungen zu großen Abweichungen in den Simulationsergebnissen führen. Ergänzend belegt sie, welche Parameter einen geringen Einfluss auf das stationäre sowie dynamisch ermittelte Simulationsergebnis haben.

Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden werden ausgewählte Modellparameter des Parametervektors $\bar{p} = (p_1, \dots, p_z)^T$ isoliert auf ihre Sensitivität untersucht. Bei Konstanthalten aller übrigen Parametergrößen auf ihrem Standardwert (im mittleren Bereich des betrachteten Werteintervalls) wird der zu untersuchende Parameterwert p_i in Richtung $p_{i,min}$ der unteren sowie $p_{i,max}$ der oberen Wertebereichsgrenze verschoben. Die Auswirkung dieser Veränderung wird in Relation zur Ursprungsconfiguration anhand einer Wirkungsgradbetrachtung des Gesamtsystems Dieselmotor angegeben. Zur Untersuchung wird in der Simulation von einem geregelten Dieselmotor ohne ATL ein Testszenario durchfahren.

Zu Simulationsbeginn beträgt die Motordrehzahl $n_0 = 1.000 \text{ min}^{-1}$, das Lastmoment $T_{ldg,0} = 100 \text{ Nm}$ und die vom Regler vorgegebene Einspritzmenge $m_{inj,0} = 14,9 \text{ mg}$. Das entspricht bei einem Heizwert von $H_u = 42,8 \text{ MJ/kg}$ einem Gesamtwirkungsgrad η_0 von 25,66 %. Während der Simulationszeit von 30 s wird zunächst ein Störgrößenprung und im Anschluss ein Führungsgrößenprung aufgeschaltet, vgl. **Bild 2-7**.

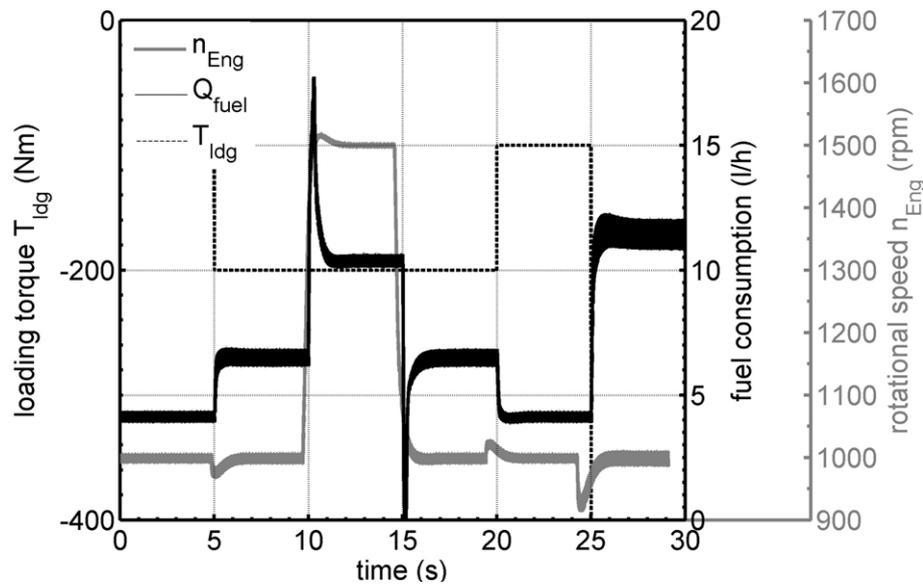
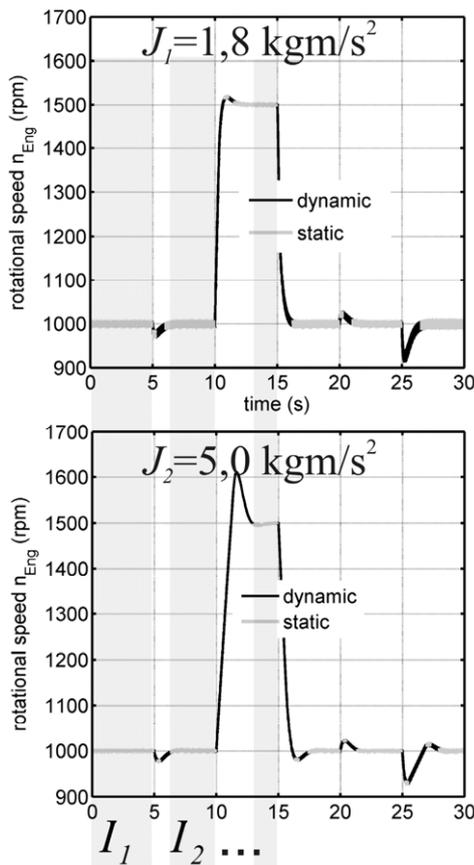


Bild 2-7: Stör- und Führungsgrößensprung zur Untersuchung der Parametersensitivität

Die Beurteilung der Abweichung aufgrund veränderter Parameterwerte erfolgt auf Basis der angenommenen Standardwerte anhand der prozentualen Differenz der arithmetischen Mittelwerte $\bar{\eta}_{sta, p_i, x}$ und der Streuungsmaße Spannweite R_η sowie $Q_{0,25,\eta}$, dem unteren bzw. $Q_{0,75,\eta}$, dem oberen Quartilswert.

Für die Untersuchung der Auswirkungen auf den stationären Betrieb werden nur Zeitintervalle berücksichtigt, in denen sowohl bei Verwendung des Standard- als auch des geänderten Parameterwerts die Drehzahlen stationäre Verläufe aufweisen, **Bild 2-8** (hellgrau hinterlegter Bereich). Durch die Implementierung eines entsprechenden Algorithmus wird sichergestellt, dass die Verteilung der Merkmalswerte über der Zeit (und damit über den Sollwertvorgaben) bei der Bestimmung der genannten Vergleichskennzahlen identisch ist. Als Kriterium für Stationarität wird ein moderater Gradient der Drehzahlmittelwerte zweier aufeinanderfolgender Rechteckfenster der Länge 100 ms festgelegt, was die Dynamikeinflüsse der modellierten Drehschwingungsverläufe neutralisiert. Das Resultat besteht in einer quantitativen Aussage über die simulationsseitig bestimmte Wirkungsgradänderung bei einer Parameterwertanpassung im vorliegenden Szenario.



$$\bar{p} = \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_i \\ \vdots \\ p_z \end{pmatrix}, \quad \begin{cases} p_1 \in [p_{1,\min}, p_{1,\max}] \\ p_2 \in [p_{2,\min}, p_{2,\max}] \\ \vdots \\ p_i \in [p_{i,\min}, p_{i,\max}] \\ \vdots \\ p_z \in [p_{z,\min}, p_{z,\max}] \end{cases}$$

$$\bar{\eta}_{sta, J_x} = \frac{\sum_{j=1}^n \bar{\eta}_{sta, J_x, j}}{n} = \frac{\sum_{j=1}^{|I|} \eta_{sta, J_x, j}}{|I|} \quad (2.18)$$

$$I = I_1 \cup I_2 \cup \dots \cup I_n$$

Bild 2-8: Verfahren zur Bestimmung statischer Vergleichskennzahlen für die Sensitivitätsanalyse am Beispiel des Motorträgheitsmoments

Die Vorgehensweise bei der Bestimmung der dynamischen Vergleichskennzahlen ist identisch. Das erzielte Ergebnis hängt aber zusätzlich zu den Einflüssen des veränderten Parameterwerts stark von den voreingestellten Regelparametern ab. Dennoch erlaubt die Untersuchung – unter der Annahme einer unveränderten Reglereinstellung – qualitative Aussagen über den Wirkungsgradtrend im transienten Betrieb bei einer entsprechenden Parameterwertanpassung. Sie resultiert sowohl in einem veränderten Unter- als auch Überschwingen der Drehzahl, im Vergleich zum Verlauf bei Verwendung der Standardparameter. Das führt zu einem veränderten Wirkungsgradverlauf. Ein exakt symmetrisches Verhalten im Verlauf der Wirkungsgradabweichungen zwischen dem Ursprungsverlauf bei Verwendung der Standardparameter und dem neuen Verlauf mit variiertem Parameter kann trotz großer Differenzen des ursprünglichen Verlaufs mit dem Vergleichsverlauf zu identischen arithmetischen Mittelwerten $\bar{\eta}_{dyn, p_{i,x}}$ führen. In diesen Fällen sind die Spannweite und die Quartilswerte von beson-

derer Aussagekraft, da sie die starken Abweichungen belegen und den großen Einfluss der Parameterveränderung widerspiegeln.

| Parameter | Wert | Standardwert | Δ (%) statisch | | | | Δ (%) dynamisch | | | |
|---------------------------------------|--------|--------------|--------------------|------------|-----------------|-----------------|--------------------|------------|-----------------|-----------------|
| | | | $\bar{\eta}_{sta}$ | R_{η} | $Q_{0,25,\eta}$ | $Q_{0,75,\eta}$ | $\bar{\eta}_{dyn}$ | R_{η} | $Q_{0,25,\eta}$ | $Q_{0,75,\eta}$ |
| J_{red} (kgm/s ²) | 5,0 | 1,8 | 0,21 | 2,20 | -0,20 | -0,12 | 13,14 | 0,81 | -10,43 | -0,97 |
| | 0,5 | | 0,10 | -7,29 | 0,47 | 1,14 | -5,41 | -3,71 | 7,77 | -3,52 |
| m_{osc} (kg) | 5,0 | 2,76 | 0,10 | -0,11 | 0,08 | 0,12 | 0,15 | 0,01 | 0,19 | 0,14 |
| | 1,0 | | -0,10 | 2,0 | -0,08 | -0,09 | -0,03 | 0,01 | -0,12 | -0,20 |
| c_v (J/kgK) | 988 | 800 | -17,34 | 0,17 | -17,50 | -15,30 | -13,96 | 0,40 | -18,06 | -7,79 |
| | 774 | | 6,94 | 3,77 | 4,45 | 7,34 | 7,36 | -0,42 | 5,02 | 11,06 |
| $\varphi_{Cmb,cb}$ (°CS) | 359 | 355 | -2,71 | -1,66 | -2,58 | -2,64 | -2,56 | 0,08 | -2,67 | -2,83 |
| | 345 | | 1,15 | 2,52 | 1,72 | 1,57 | 0,99 | 0,01 | 1,43 | 1,29 |
| $\varphi_{Cmb,cl}$ (°CS) | 70* | 50 | -12,96 | -17,66 | -13,52 | -13,88 | -10,58 | 0,18 | -13,86 | -7,71 |
| | 40 | | 0,58 | -0,17 | 0,00 | 0,00 | 0,77 | -0,10 | 0,27 | 0,03 |
| $\varphi_{Cmb,inCs}$ (°CS) | 240 | 220 | -2,13 | -0,40 | -0,47 | -1,81 | -2,53 | 0,18 | -1,16 | -3,12 |
| | 180 | | -2,13 | -2,34 | -3,39 | -2,09 | -1,76 | -0,01 | -3,17 | -1,43 |
| $\varphi_{Cmb,exOp}$ (°CS) | 540 | 520 | 0,51 | 0,51 | 0,43 | 0,52 | 0,49 | -0,01 | 0,46 | 0,57 |
| | 510 | | -0,68 | 1,09 | -0,62 | -0,68 | -0,65 | 0,02 | -0,62 | -0,80 |
| m_{Cmb} (-) | 2,0 | 1,5 | -0,41 | 1,94 | 0,00 | 0,00 | -0,49 | 0,07 | -0,35 | -0,03 |
| | 1,0 | | 2,40 | 3,03 | 2,22 | 2,30 | 2,37 | -0,07 | 2,49 | 2,29 |
| H_u (J/kg) | 43,0e6 | 42,8 e6 | 0,00 | 0,57 | 0,00 | 0,00 | 0,03 | 0,08 | 0,04 | 0,03 |
| | 42,0e6 | | -0,07 | 2,74 | -0,8 | -0,03 | 0,00 | -0,35 | -0,08 | -0,14 |
| ρ_{fuel} (kg/m ³) | 850 | 840 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| | 820 | | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $A_{Pis,Wo}$ (m ³) | 3 a | 1,8 a | -8,21 | -4,92 | -9,06 | -7,96 | -7,09 | 0,16 | -9,02 | -6,29 |
| | a | | 6,13 | 4,35 | 6,83 | 5,96 | 5,80 | -0,12 | 6,80 | 6,21 |
| v_{Wo} (-) | 4 | 3 | -0,81 | 0,46 | -1,01 | -0,74 | -0,74 | 0,01 | -0,97 | -0,66 |
| | 1 | | 1,69 | 3,77 | 2,03 | 1,57 | 1,63 | -0,04 | 2,05 | 1,26 |

* Abbruch der Simulation, da Ist-Drehzahl auf 0 min⁻¹ fällt. $a = \pi \left(\frac{d_{Pis}}{2} \right)^2$

Tabelle 2-6: Sensitivität der Modellparameter

Aus den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse können die gewünschten Rückschlüsse auf den erforderlichen Aufwand bei der Parameterwertbestimmung für das Modell abgeleitet werden. Die durch fette Schrift hervorgehobenen Parameterwerte haben einen, auf den Wirkungsgrad als relevant identifizierten Einfluss. Die Bestimmung geeigneter Werte wird nachfolgend betrachtet.

Modellparametrierung

Aus **Tabelle 2-6** geht hervor, dass die auf die Kurbelwelle reduzierte Gesamtmassträgheit J_{red} des Dieselmotors den transienten Wirkungsgradverlauf stark beeinflusst. Folglich muss bei der Gesamtmaschinensimulation die Bestimmung der Motorträgheit dann möglichst genau sein, wenn die Summe der zu beschleunigenden Massenträgheiten im Vergleich zu J_{red} klein ist. Sie kann bei Kenntnis einer Vielzahl geometrischer und materialspezifischer Größen über den Steiner-Ansatz nach [Dub2005] berechnet werden. Da diese dem Anwender in der Regel nicht vorliegen, kann sie durch einen modifizierten Auslaufversuch ohne großen Messaufwand bestimmt werden. Hierfür wird der Dieselmotor ohne äußere Last mit einer Drehzahl $n_0 = 2.200 \text{ min}^{-1}$ betrieben. Mit der empirischen Gleichung (2.6) ergibt sich das anliegende mittlere Reibmoment \bar{T}_{fr} zu 119 Nm. Der Pedalwert des laufenden Motors wird zum Zeitpunkt $t_0 = 0 \text{ s}$ schlagartig auf 0 % zurückgenommen. Dann wird, ohne die Zufuhr von Kraftstoff, die Zeit Δt bis zum Erreichen der Drehzahl $n_1 = 1.000 \text{ min}^{-1}$ gemessen. Die Massenträgheit lässt sich jetzt durch den Ansatz in (2.19) mit ausreichender Genauigkeit [Krü2006] berechnen.

$$J_{red} = \frac{\Delta t}{2\pi \cdot (n_0 - n_1)} \cdot \bar{T}_{fr} \quad (2.19)$$

Die Annahme einer konstanten spezifischen volumetrischen Wärmekapazität c_v des Verbrennungsgemischs führt sowohl bei der stationären als auch bei der dynamischen Wirkungsgradbestimmung zu hohen $\bar{\eta}$ -Abweichungen (bis $> \pm 10 \%$). Deshalb wird für die Zylinderdruckberechnung die in [Pis2002] dargestellte Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ im Brennraum, von der Lufttemperatur T_{mp} sowie vom Zylinderdruck p_{Cyl} in Form hinterlegter Kennfelder berücksichtigt.

Aufgrund des großen Einflusses der Prozessparameter Verbrennungsdauer $\varphi_{Cmb,cl}$, Verbrennungsbeginn $\varphi_{Cmb,cb}$ und Formfaktor m_{Cmb} (vgl. [Vib1970, Pis2002]) können diese sowohl bei der Modellierung der Verbrennung eines Motors als auch bei der Abbildung der Verbrennungsprozesse verschiedener Motoren in der Gesamtmaschinensimulation nur bei Akzeptanz großer Differenzen zum realen Prozessverlauf als konstant angenommen werden. Andernfalls müssen die Parameter mittels Zylinderdruckindizierung nach [Vib1970] aus vermessenen Referenzpunkten bestimmt werden. Soll dieser Aufwand im Rahmen der Antriebsstrangsimulation nicht betrieben werden, so können für eine Näherung die Parameter durch drei weniger aufwendige

Messungen festgelegt werden. Das Ziel der so vorgenommenen Parameterwahl besteht aber nicht darin, möglichst realitätsnahe Zylinderdruck- oder Temperaturverläufe bestimmen zu können, um diese mit den Werten eines Indikatordiagramms zu vergleichen. Vielmehr wird auf dieser Betrachtungsebene durch die Schätzung der Prozessparameter $\varphi_{Cmb,cl}$, $\varphi_{Cmb,cb}$, m_{Cmb} versucht, den in den drei Messungen bestimmten Kraftstoffverbrauch und den des vorgestellten Modells zu einer guten Deckung zu bringen. Die Messungen erfordern die Erfassung der Motordrehzahl, des Drehmoments, des Ladedrucks sowie des Kraftstoffverbrauchs. Dem Motor werden für jeweils eine niedrige, eine mittlere und eine hohe Drehzahl ein kleines, ein mittleres sowie ein großes Lastmoment aufgeprägt. Die gemessenen Größen werden dann herangezogen, um die Prozessparameter der einzelnen angefahrenen Arbeitspunkte festzulegen. Diese Wahl orientiert sich an Vergleichswerten realer Motoren [Mül1996] und erfolgt innerhalb der in [Pis2002] vorgegebenen sinnvollen Grenzen. Im Hinblick auf eine detaillierte Prozessbetrachtung im Zylinder ist von dieser Vorgehensweise abzuraten. Im Rahmen der als Ziel definierten Wirkungsgradbetrachtung des Dieselmotors innerhalb eines Gesamtmaschinenmodells erscheint sie als ein probates Mittel, um den für die Parametrierung erforderlichen Messaufwand zu senken. So können die Dieselmotordrehzahl und der Kraftstoffverbrauch im einfachsten Fall direkt vom CAN-Bus abgegriffen und das Drehmoment über eine Kraftmessdose aus dem Stützmoment des Motors bestimmt werden.

Einen großen Einfluss sowohl auf den stationären als auch auf den dynamischen Wirkungsgradverlauf hat die Variation der wärmeübertragenden Kolbenfläche $A_{Pis,Wo}$.

Die überschlägige Bestimmung der Kolbenfläche ist mit der Angabe der Bohrung in den Datenblättern berechenbar. Für die Bestimmung der Wärmeverluste über die Brennraumwände nach WOSCHNI ist aber die Form des in der Projektion einfach als Kreisfläche berechenbaren Kolbenbodens von Bedeutung. Da diese in der Regel unbekannt ist, wird hier von einem ω -Brennraum ausgegangen und die Fläche geschätzt. Bei einer schlechten Annahme von $A_{Pis,Wo}$ ist, im Abgleich mit den drei erforderlichen Messungen, ein systematischer Fehler in der Verlustberechnung anhand der Verbrauchsdifferenz zwischen Simulation und Messschrieb erkennbar. Dieser kann nur durch die Korrektur von $A_{Pis,Wo}$ ausgeglichen werden, was zu einem für dieses Modell stimmigen Parameterwert führt und die Verlustberechnung ermöglicht.

Die durchgeführte Sensitivitätsuntersuchung beschränkt sich auf ein vorgegebenes Testszenario, zeigt aber deutlich die Trendentwicklung des Motorwirkungsgrads in

Abhängigkeit der isolierten Parameterveränderungen auf. Eine Untersuchung der Auswirkungen einer simultanen Variation mehrerer Parameter erscheint hier nicht zielführend, da sie nur bedingt praktische Hinweise zur Modellparametrierung gibt.

2.2 Modellierung des Motorreglers

Der Motorregler hat die Primäraufgabe, die betriebspunktspezifische Einspritzmenge, -lage und -dauer zu bestimmen. Über die Verstellung der Dosiermenge des Einspritzsystems kann dem Fahrerwunsch nach einer vorgegebenen Solldrehzahl oder einem vorgegebenem Solldrehmoment entsprochen werden. Zusätzlich werden kritische Arbeitspunkte wie eine Überdrehzahl oder das Unterschreiten einer kritischen Mindestdrehzahl (Absterben des Motors) durch entsprechende Begrenzungen oder Zusatzmengen vermieden.

Mechanischer Motorregler

Seit der Erfindung des Dieselmotors kommen mechanische Regler zum Einsatz. Die für Motoren mobiler Arbeitsmaschinen relevanten mechanischen Regler werden funktional in Enddrehzahlregler, Leerlauf-Enddrehzahlregler und Alldrehzahlregler (Zwischendrehzahlregelung) unterteilt. Details zum konstruktiven Aufbau der als Fliehkraftregler ausgeführten mechanischen Messwerke finden sich in [Bos1993].

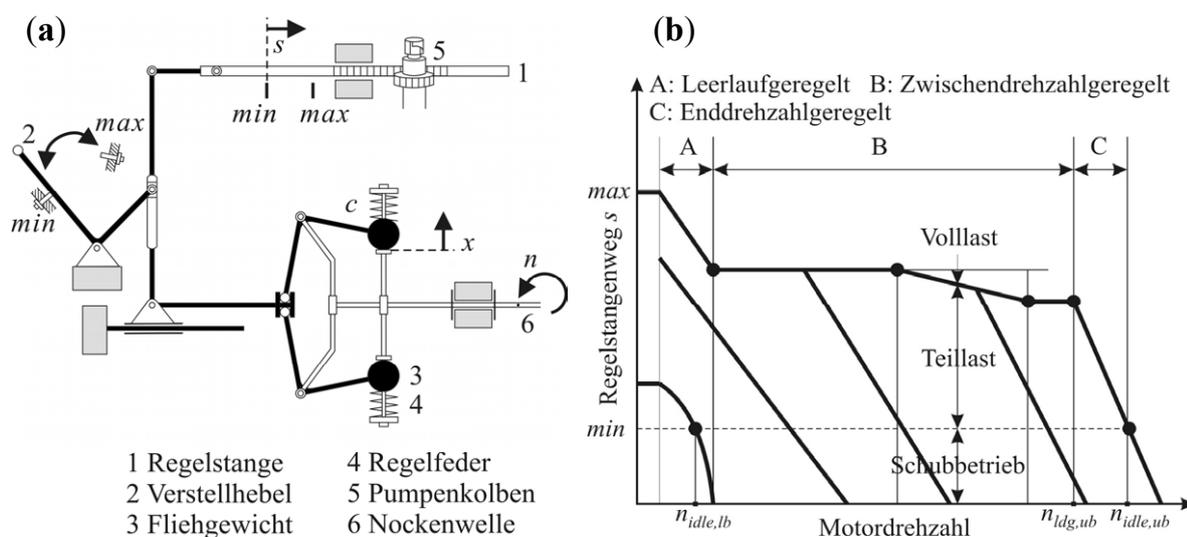


Bild 2-9: (a) Aufbau des RQ-Reglers (b) Regelkennfeld des RQV-Reglers, [Bos1993]

Bild 2-9 (a) zeigt beispielhaft den schematischen Aufbau eines RQ-Fliehkraftreglers (Leerlauf-Enddrehzahlregler). **Bild 2-9 (b)** verdeutlicht die Funktionsweise eines RQV-Alldrehzahlreglers inklusive Leerlauf-Enddrehzahlregelung anhand seines Regelkennfelds. Der Regelstangenweg s des Kennfelds ist proportional zur Sollein-spritzmenge, die abzüglich der inneren Verluste des Gesamtsystems Motor für die Höhe des abzugebenden Drehmoments steht. Bei einer reinen Enddrehzahlregelung werden beim Überschreiten der oberen Volllastdrehzahl infolge einer Motorentlastung der Regelstangenweg und damit die Einspritzmenge reduziert (**C**).

Der Leerlauf-Enddrehzahlregler erweitert diese Funktionalität, sodass bei vollständiger Zurücknahme der Verstellhebelstellung (Verbindung zum Gaspedal) und Nulllast eine Mindestmenge entsprechend der Leerlaufstellung der Regelstange eingebracht wird (**A**).

Der Alldrehzahlregler ermöglicht darüber hinaus die Einhaltung des Fahrerwunschs nach einer konstanten Drehzahl im gesamten Bereich zwischen unterer Leerlauf- und oberer Volllastdrehzahl (**B**).

$$\delta = \frac{n_{idle,ub} - n_{ldg,ub}}{n_{ldg,ub}} \cdot 100 \% \quad (2.20)$$

Der über die Regelfedern einstellbare Proportionalgrad (P-Grad) δ eines Motorreglers (2.20) gilt als Maß für die zu erwartende Drehzahlerhöhung $\Delta n_{Eng} (n_{idle,ub} - n_{ldg,ub})$ bei Entlastung des Dieselmotors. Ausgehend von der oberen Volllastdrehzahl $n_{ldg,ub}$ wird bei identischer Verstellhebelstellung der Motor komplett entlastet und die Drehzahlzunahme auf die Ursprungsdrehzahl bezogen, vgl. **Bild 2-9 (b)**.

Elektronischer Motorregler

Seit Anfang der 1980er Jahre wird die Regelung von Dieselmotoren mit elektronischen Steuergeräten (ECU) realisiert. Ausnahmen bilden heute nur Kleingerätemotoren oder Motoren einer niedrigen Technologiestufe in älteren Fahrzeugen.

Der Grund hierfür sind die vielfältigen Vorteile des elektronischen Motorsteuergeräts gegenüber der rein mechanischen Regelung. Hierzu zählen die hohe Verfügbarkeit über das gesamte Fahrzeugleben, sichere Funktionalität auch unter extremen Umwelteinflüssen (-40 °C...+60 °C, Vibration, Verschmutzung, Feuchtigkeit), hohe Flexibilität und Adaptionsmöglichkeit sowie die echtzeitfähige Verarbeitung von Betriebsdaten [Lac2004, Mol2007].

Diese ist aufgrund der steigenden Mikroprozessorleistungen trotz zunehmender Eingangswerte, Parameterzahlen (vgl. **Bild 2-10**) und hoher Programmkomplexität gewährleistet.

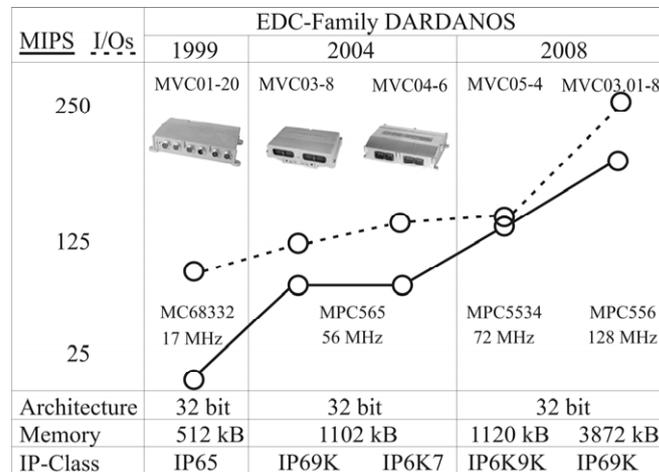


Bild 2-10: Komplexitätsentwicklung von Steuergeräten der Fa. HEINZMANN

In der Regel besteht ein Motorsteuergerät aus vier Hauptbaugruppen (vgl. **Bild 2-11**): Über die Eingangsbaugruppe werden die sensorisch erfassten Betriebskenngrößen der Peripherie konditioniert (Begrenzung, Filterung) und zur Verarbeitung weitergeleitet. Die Eingangssignale der Sensoren sind üblicherweise analog, digital oder pulsformig. Mittels der Ausgangsbaugruppe werden dann die Aktoren entweder direkt oder über Leistungsendstufen durch Schalt- und PWM-Signale angesteuert.

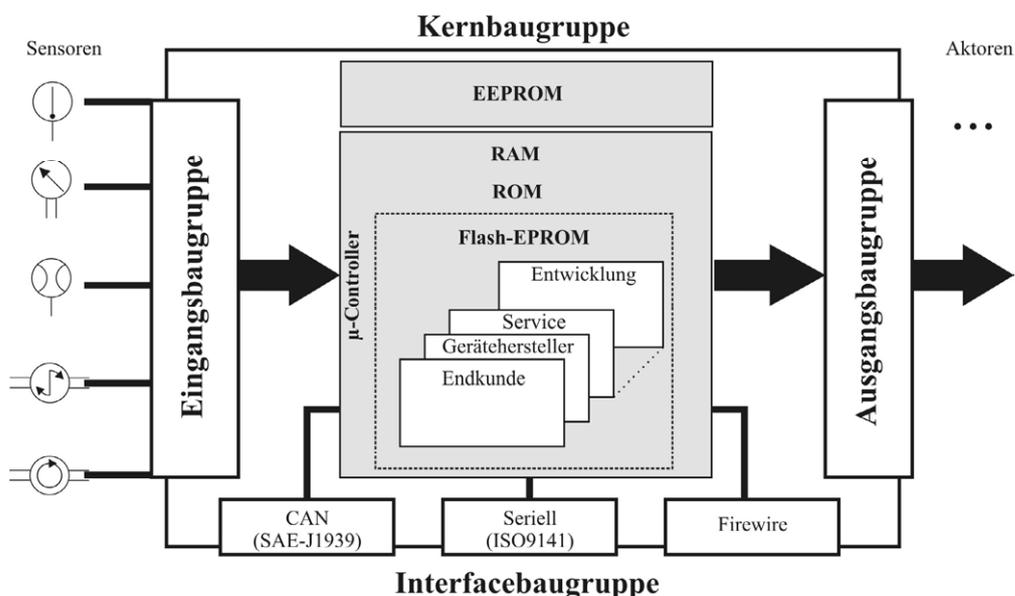


Bild 2-11: Aufbau einer ECU

In der Kernbaugruppe, bestehend aus Mikroprozessor, Programm- und Arbeitsspeicher, werden die Eingangssignale ausgewertet. Innerhalb des Steuergeräts erfolgt die Kommunikation über den Adress-/Datenbus in 8, 16 oder 32 (multiplexed)-bit-Ausführung [Hei2009].

Die vierte Baugruppe – die Interfacebaugruppe – ermöglicht für die Diagnose oder Parameter- und Programmänderungen (Ablaufprogramm des Flash-EPROM) den Zugriff auf die verschiedenen Speicherbausteine. Übliche Schnittstellen sind CAN (SAE-J1939), die serielle Schnittstelle (ISO9141) und in Zukunft die Firewire-Schnittstelle [Bos2009a]. Herstellerseitig wird für die ECU eine Berechtigungshierarchie für den externen Zugriff vorgegeben, so dass Parameter der einzelnen Applikationsebenen (Level) nur von entsprechend autorisierten Benutzern verändert werden können.

Die ECU (die, falls wie vorliegend für einen Dieselmotor konzipiert, auch Electronic Diesel Control (EDC) genannt wird) ist der Regler und Stellgrößenbildner für verschiedene kaskadierte Regelkreise und stellt eine große Vielfalt an Funktionen zur Abstimmung der Einspritzmenge bereit. Der von Motorenherstellern tatsächlich für einen Motor genutzte Funktionsumfang der Steuerungen variiert mit der Technologiestufe [Mol2007, Ren2009]. So können beispielsweise Funktionen wie eine gesteuerte Voreinspritzung oder die Regelung des Spritzbeginns bei den mechanischen Einspritzsystemen (Reihen-, Verteilereinspritzpumpe) nicht realisiert werden.

| EDC-Funktionen | | |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--|
| <input type="checkbox"/> | Vorgabe der Maximalbegrenzungsmenge | |
| <input type="checkbox"/> | Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung | |
| <input type="checkbox"/> | Fahrgeschwindigkeitsregelung | |
| <input checked="" type="checkbox"/> | Ladedruckabhängige Mengenbegrenzung | |
| <input type="checkbox"/> | Ladedruckregelung | |
| <input type="checkbox"/> | Lerrlaufregelung | |
| <input type="checkbox"/> | Zwischendrehzahlregelung | |
| <input type="checkbox"/> | Aktive Ruckeldämpfung | |
| <input type="checkbox"/> | Einspritzbeginnregelung | |
| <input type="checkbox"/> | Mengenausgleichsregelung | |
| <input type="checkbox"/> | Laufriihenregelung | |
| <input type="checkbox"/> | ... | |

| Betriebswerte | | |
|--------------------------------|-------------|----------------|
| Soll-Drehzahl | 0...300 | rad/s |
| Ist-Drehzahl | 0...300 | rad/s |
| Ist_P-Grad | 0...80 | % |
| Soll-Einspritzmenge PV | 0...150e-6 | m ³ |
| Ist-Einspritzmenge | 0...150e-6 | m ³ |
| Einspritzmengengrenze n-abh. | 0...150e-6 | m ³ |
| Einspritzmengengrenze p-abh. | 0...150e-6 | m ³ |
| wirksame Einspritzmengengrenze | 0...150e-6 | m ³ |
| Kraftstoffverbrauch aktuell | 0...60 | l/h |
| Ladedruck ATL, relativ | 0...3e5 | Pa |
| Motortemperatur, aktuell | 233...2000 | K |
| Taktungszeit | 1...1e3*6.5 | µs |

| Konfigurationswerte | | |
|--------------------------------|------------|--------------------|
| Skalare Parameterwerte | | |
| Leerlaufdrehzahl | 75...150 | rad/s |
| Nenndrehmoment | 0...800 | Nm |
| Nenndrehzahl | 100...200 | rad/s |
| Zeitkonstante Sollwertgeber | 0...100 | % |
| Drehzahlrampe Kaltstart | 0.5-25 | rad/s ² |
| Konstanter (1) oder n-abh. (2) | 1,2 | - |
| P-Grad | 0...80 | % |
| 1D-Kennfelder | | |
| Drehzahlstützstellen | 75...300 | rad/s |
| Einspritzmengenstützstellen | 0...150e-6 | m ³ |
| 2D-Kennfelder | | |
| Ladedruckstützstelle | 0...3e5 | Pa |
| Drehzahlstützstelle | 0...300 | rad/s |
| LDA-Mengenbegrenzung | 0...150e-6 | m ³ |
| ... | | |

Bild 2-12: Funktions- und Parametervielfalt heutiger EDCs

Für Motoren in mobilen Arbeitsmaschinen sind aus Bediener-sicht zunächst die bereits oben beschriebenen prozessrelevanten Funktionen wie Leerlauf-, Zwischen- und Enddrehzahlregelung wichtig. Für die Hersteller der Maschinen ist darüber hinaus eine Vielzahl weiterer Funktionen von höchster Bedeutung, da sie die Charakteristik und das Verbrauchsverhalten des Dieselmotors maßgeblich beeinflussen. Obenstehendes **Bild 2-12** zeigt einen Überblick über die Funktionsvielfalt heutiger EDCs [Bos2009a, Hei2009, Lac2004]. Darüber hinaus vermittelt sie (wenigstens ansatzweise) einen Eindruck über die große Menge erforderlicher Parameter zur Realisierung der Regelfunktionen [Hei2006].

Auf Basis dieser Erkenntnisse wird für die modellseitige funktionale Abbildung des Motorreglers eine Vorgehensweise gewählt, die von einer Minimalzahl vorhandener Parameter und Messungen ausgeht.

- Simulative Streckenidentifikation als Basis für die Reglerauslegung
- Reglerentwurf
- Erweiterung des Regleransatzes um Zusatzfunktionalitäten analog zum Funktionsumfang heutiger Steuergeräte auf Basis von Messungen

2.2.1 Simulative Streckenidentifikation

Für die Reglerauslegung nach den Entwurfsprinzipien der linearen Regelungstechnik muss das erstellte mathematische Modell Verbrennungssystem und Triebwerk linearisiert werden.

Durch herkömmliche Linearisierungsverfahren kann das dynamische Verhalten nichtlinearer Systeme in der Umgebung eines typischen Arbeitspunkts approximiert werden. Ein Beispiel für ein Verfahren zur Näherung des Kleinsignalverhaltens ist die TAYLOR-Approximation. Da es für einen Fahrzeugdieselmotor aber einen solchen typischen Betriebspunkt nicht gibt (Ausnahme ist der Range-Extender), wird ein anderer Ansatz verfolgt: Durch mehrfache simulative Streckenidentifikation wird das Übertragungsverhalten über einen weiten Arbeitsbereich des Motors bestimmt. Anschließend wird durch eine entsprechende Approximation eine abschnittsweise inverse Funktion gebildet und dem nichtlinearen Streckenmodell nachgeschaltet, um in Summe ein lineares Übertragungsverhalten zu erzeugen. Anhand dieser Ersatzstrecke

wird der Regler nach den Prinzipien der linearen Regelungstechnik ausgelegt und auf die nichtlineare Strecke angewandt.

Für die simulationsgestützte Analyse wird dem Versuchsträger (hier der simulativ abgebildeten Regelstrecke des Dieselmotors) zunächst eine Testfunktion aufgeschaltet. Die Auswertung der Führungsantwortfunktion erlaubt dann die Ermittlung eines Näherungsmodells.

Nebenbedingungen der Identifikation

Eine Nebenbedingung bei der Identifikation stellt die Festlegung des Initialzustandes der Strecke dar. Idealerweise erfolgt die Identifikation aus einem Gleichgewichtszustand heraus. Dieser liegt strenggenommen nur vor, wenn unter Konstanthalten des Eingangsgrößenvektors die Änderungen der Systemzustände null sind. Dieses Verhalten ist aber aufgrund des intermittierenden Kreisprozesses im Dieselmotor und den damit verbundenen Drehzahlschwankungen im Stationärbetrieb nicht möglich. Deshalb wird der Ungleichförmigkeitsgrad, regelungstechnisch als Grenzwinkel interpretierbar, für die Systemidentifikation vernachlässigt und stationäre Betriebspunkte als Gleichgewichtszustände angenommen.

Eine weitere Nebenbedingung geht auf das Anlass- und Startverhalten des Dieselmotors zurück. So läuft der modellierte Dieselmotor aus dem Ruhezustand ($n_{Eng} = 0 \text{ min}^{-1}$) nicht einfach durch die Vorgabe einer Einspritzmenge an. Vielmehr ist, vergleichbar mit der Realität (Eingriff eines elektrischen Starters bis zu einer im Steuergerät programmierten Grenzdrehzahl), die Überwindung des maximalen Summen-Kompressionsmoments erforderlich. Hierfür muss aber mindestens ein Zylinder bei Simulationsstart exakt den Kurbelwinkel des Einspritzzeitpunktes aufweisen, so dass die Eingangsgrößenvorgabe auch tatsächlich zu einer Einspritzung und damit zur Zündung führt. Die erforderliche Einspritzmenge, um das Triebwerk in Rotation zu versetzen, liegt allerdings deutlich über der Leerlaufmenge des unbelasteten Motors. Der erwünschte Eingangssprung ist folglich erst nach Umschalten der Startmenge möglich. **Bild 2-13** zeigt das simulierte Startverhalten eines 1-Zylinder- **(a)** sowie eines 6-Zylinder-Triebwerks **(b)**. Hierbei wird dem Motor ausgehend von der Ruhelage bei der Einspritzmenge 0 mg ein bis zu einem Grenzwert steigendes Startermoment $T_{starter}$ vorgegeben. Nach Überwindung des Kompressionsmoments beschleunigt die Kurbelwelle bis zu einer Grenzdrehzahl. Ab dieser wird das Startermoment weggenommen und die Einspritzung setzt ein.

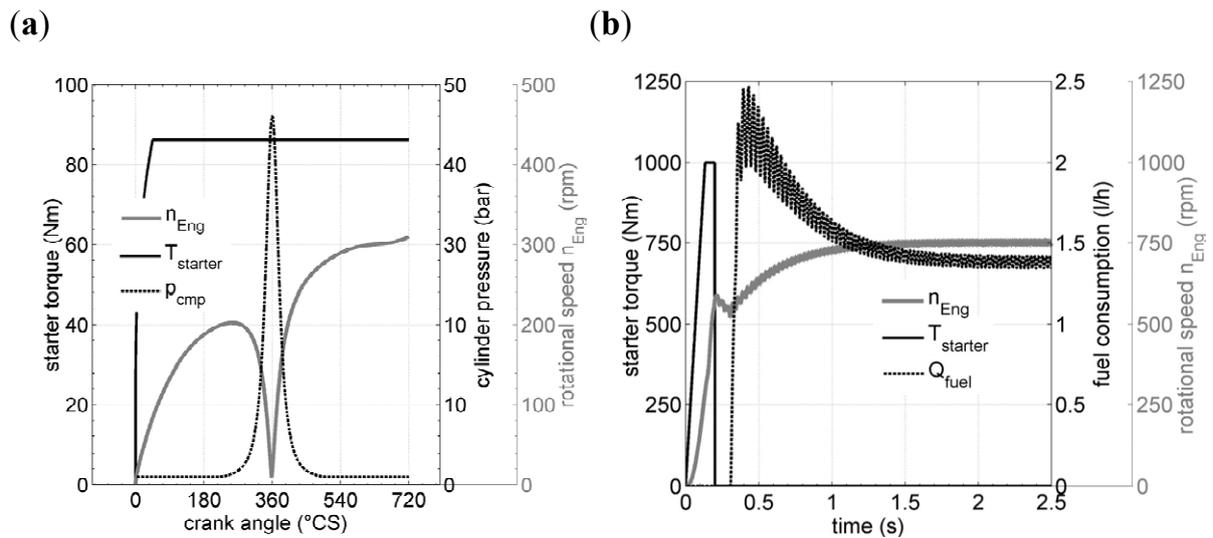


Bild 2-13: Simulierter Startvorgang **(a)** 1-Zylinder-Triebwerk **(b)** 6-Zylinder-Triebwerk

Mittels Energieansatz (2.21) lässt sich das erforderliche Grenzmoment $T_{starter,lim}$ bestimmen. Es beträgt im vorliegenden Fall des modellierten 1-Zylinder-Triebwerks 85 Nm.

$$\Delta W = W_{starter} - W_{Eng} \quad T_{starter,lim} = \frac{\int_0^{360} (T_{cmp} + T_{fr} + T_{mosc}) d\varphi}{360} \quad (2.21)$$

Um das Anlaufen des Motors beim Start aus der Ruhelage heraus sicherzustellen, muss gewährleistet sein, dass das Arbeitspotenzial $W_{starter}$ des Startermoments betragsmäßig stets über der zu verrichtenden Kompressionsarbeit W_{Eng} liegt. Der dann am oberen Totpunkt ($\varphi = 360^\circ CS$) anliegende Arbeitsüberschuss treibt den Kolben darüber hinaus und beschleunigt das Triebwerk, vgl. **Bild 2-14**.

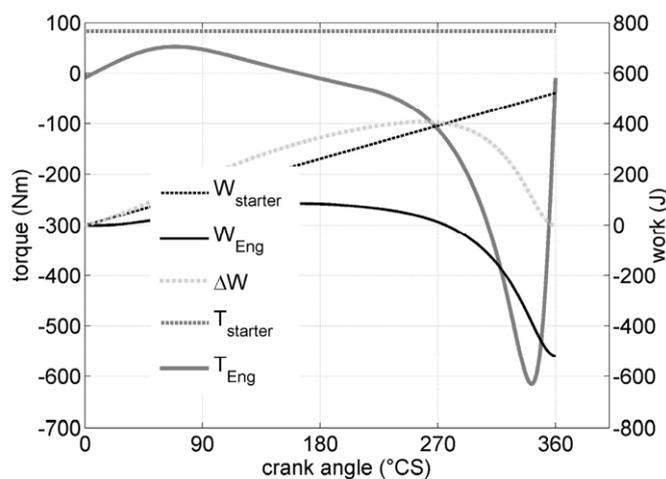


Bild 2-14: Starterauslegung mittels Energieansatz

Aufgrund dieser Nebenbedingung erfolgt die Systemidentifikation aus einem frei wählbaren stationären Betriebspunkt und nicht aus der Ruhelage heraus.

Übertragungsverhalten gemäß Endwert der Sprungantwort

Das prinzipielle Übertragungsverhalten kann nach [Lut2007] aus dem Endwert der Sprungantwort ermittelt werden. Dafür wird der Strecke bei verschiedenen Solldrehzahlen n_{set} im eingeregelteten Zustand ein Einspritzmengenoffset Δm_{inj} vorgegeben. Die Ausgangsgröße n_{act} ergibt sich dann aus der Summe der Regelmenge $m_{inj, Ctrl}$ für die vorgegebene Solldrehzahl und der Offsetmenge. Mit Aufschalten der Offsetmenge werden die Regelmechanismen über einen Trigger deaktiviert, so dass das Einspritzen der Zusatzmenge als Eingangsgrößensprung interpretiert werden kann. Hierbei wird die Ausgangsgröße n_{act} beobachtet. Die Störgröße Lastmoment T_{ldg} wird während der Identifikationsphase auf 0 gesetzt. **Bild 2-15** verdeutlicht die Vorgehensweise anhand des Blockschaltbilds des verwendeten Simulationsmodells.

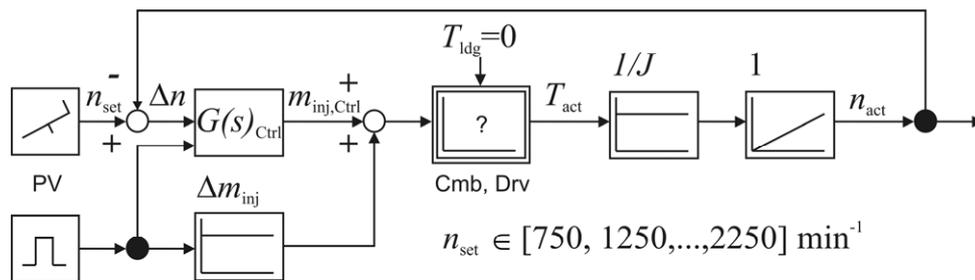


Bild 2-15: Identifikation von mechanischem System und Verbrennungssystem

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich die Sprungantworten nach Aufschaltung unterschiedlicher Einspritzmengen sprünge in neuen Gleichgewichtszuständen stabilisieren. Diese hängen aber sowohl vom Startzustand (der Solldrehzahl und korrespondierender stationärer Regelmenge) als auch von der Höhe des Eingangssprungs (Einspritzmengenoffset Δm_{inj}) ab. Da $n_{act}(t \rightarrow \infty) \neq 0, \neq \infty$, handelt es sich um ein nichtlineares proportionales Übertragungselement mit Ausgleich. Der verzögerte Anstieg deutet auf ein PT_1 -Element hin, **Bild 2-16**.

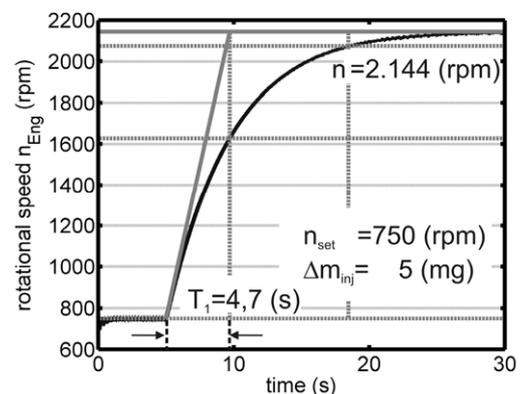


Bild 2-16: Drehzahlverlauf bei Eingangssprung

Der beobachtbare Sprungantwortverlauf ohne Überschwingen und ohne periodische Schwingungen tritt nur auf, falls die Übertragungsfunktion positive reelle Zeitkonstanten aufweist. Die Regelstrecke des Dieselmotors, bestehend aus mechanischem System und Verbrennungssystem, wird deshalb als PT_1 -Element angenommen. Für die zugehörige Übergangsfunktion

$$h(t) = K_p(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}) = 1.394 \text{ min}^{-1} \quad (2.22)$$

müssen die statische Verstärkung K_p und die Zeitkonstante T_1 ermittelt werden. Die statische Verstärkung K_p kann aus der graphisch bestimmten Sprunghöhe $h(t)$ berechnet werden. Sie beträgt:

$$K_p = \frac{n_{act}(t \rightarrow \infty) - n_{act}(t = 5s)}{\Delta m_{inj}} = \frac{h(t)}{\Delta m_{inj}} = \frac{1.394}{5} \frac{1}{\text{mg} \cdot \text{min}} = 278,8 \frac{1}{\text{mg} \cdot \text{min}} \quad (2.23)$$

Beim Anlegen eines Einheitssprungs doppelter Höhe ergibt sich aber nicht die doppelte Verstärkung. Dieses Verhalten bestätigt die nichtlinearen Zusammenhänge der Strecke, da die für den Nachweis der Linearität einzuhaltenden Prinzipien (Superposition, Homogenität) verletzt sind. Es zeigt sich aber, dass für die gewählten Solldrehzahlen die statischen Verstärkungen als Funktion der Offsetmenge in Form von Exponentialfunktionen nach (2.24)

$$K_{p,n} = a_n \cdot e^{b_n \cdot \Delta m_{inj}} + c_n \cdot e^{d_n \cdot \Delta m_{inj}} \quad (2.24)$$

beschrieben werden können. Eine geschlossene funktionale Abbildung der Verstärkung für alle Startdrehzahlen und Einspritzmengensprünge ist aber nicht sinnvoll. Der Grund hierfür liegt in den Koeffizientenverläufen der einzelnen basisdrehzahlabhängigen Exponentialfunktionen. Die Koeffizienten können zwar approximativ ebenfalls durch Exponentialfunktionen dargestellt werden, der Verlauf sowie die Pearsonkoeffizienten $R \in [0,724; 1]$ belegen aber die unzureichende Übereinstimmung der Näherungsfunktionen. Das führt zu großen Abweichungen bei der Berechnung der Verstärkung. Die approximierten Funktionen können deshalb nicht verwendet werden, um als „inverse Kennlinie“ das nichtlineare Streckenmodell zu linearisieren. Das Ergebnis der Approximation ist im nachfolgenden **Bild 2-17** dargestellt.

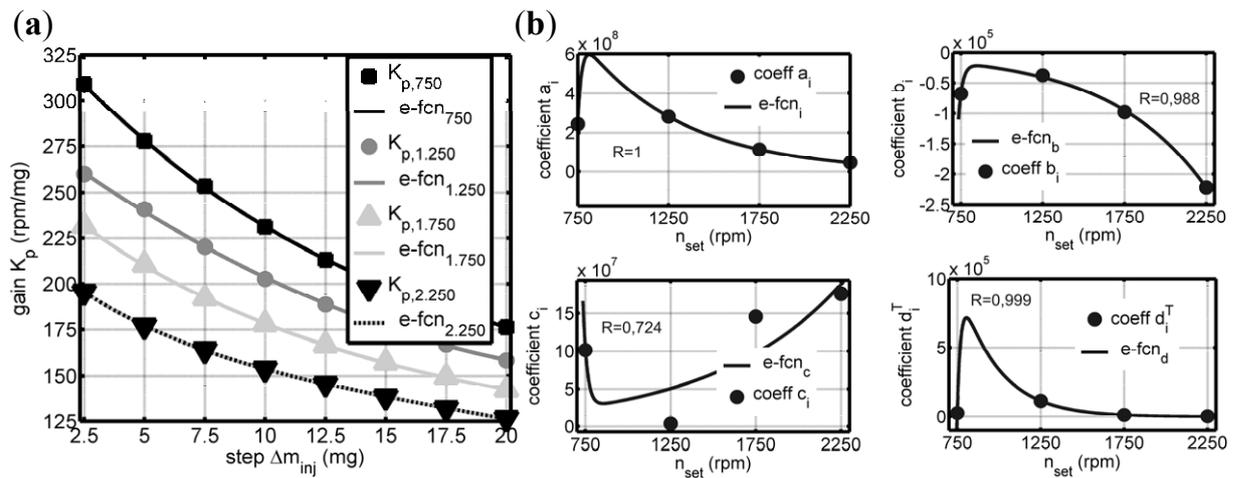


Bild 2-17: (a) Näherungsfunktionen der Verstärkung K_p (b) Koeffizientenverlauf der Näherungsfunktionen für K_p

Im Sinne einer praxisnahen Reglerauslegung wird von der Linearisierung durch das Verfahren der exakten Ein- und Ausgangslinearisierung [Kug2009] abgesehen. Der Regler wird deshalb im Folgenden so entworfen, dass er für die Extremwerte der identifizierten Zeitkonstanten ein stabiles und robustes Verhalten aufweist.

2.2.2 Reglerentwurf

Das EDC-Modell soll die zwei in mobilen Arbeitsmaschinen üblichen Betriebsmodi des Dieselmotors, die Alldrehzahlregelung (Betriebsmodus 1, **Bild 2-18**) sowie die Füllungssteuerung mittels Fahrkennfeld (Betriebsmodus 2) ermöglichen.

Alldrehzahlregelung – Betriebsmodus 1

Im Alldrehzahlmodus gibt der Fahrer die Führungsgröße n_{set} über den Pedalwertgeber (PV) oder einen Joystick vor. Der Regler regelt die Störgröße des äußeren Lastmoments T_{ldg} aus und die gewünschte Solldrehzahl ein. Eine Maschine mit alldrehzahl-geregeltem Motor kann bei konstanter Pedalstellung, identischer Getriebeübersetzung, aber steigendem Lastmoment (Fahr- oder Arbeitswiderstandszunahme) innerhalb der vorgegebenen Einspritzmengengrenzen die aktuelle Geschwindigkeit beibehalten.

Als Basis für die Dieselmotorregelung im Betriebsmodus 1 wird ein PID-Regler verwendet. Dieser wird zunächst durch entsprechende Entwurfsmethoden ausgelegt und dann schrittweise um wichtige Funktionalitäten, die sein Verhalten nachhaltig beeinflussen und den abschnittsweise nichtlinearen Charakter der Motorregelung vorgeben,

erweitert. Das Ergebnis besteht in einem modular aufgebauten Modell einer elektronischen Motorsteuerung (AM4).

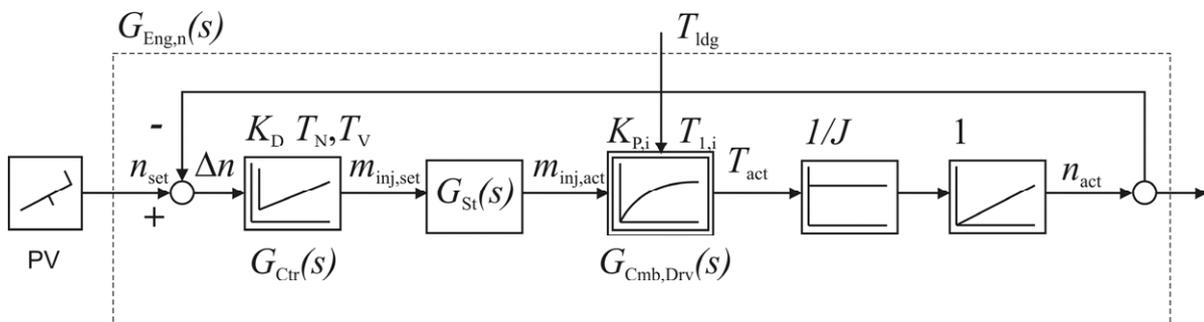


Bild 2-18: Alldrehzahlregelung des Dieselmotors aus Maschinensicht

Das erstellte EDC-Modell ist für den Betriebsmodus 2 nahezu identisch. Der einzige Unterschied besteht darin, dass der PID-Regler entfällt und an seiner statt ein Fahrkennfeld zur Einspritzmengensteuerung hinterlegt wird. Der Fall der Mengensteuerung wird deshalb nicht separat betrachtet, sondern am Ende des Abschnitts wird nur das entsprechende Blockschaltbild für die EDC im Betriebsmodus 2 angegeben.

Auslegung des Alldrehzahlreglers

Der Alldrehzahlregler für das Modell des Motorsteuergeräts wird in Anlehnung an die Methodik in [Lun2008] erstellt, vgl. **Bild 2-19**.

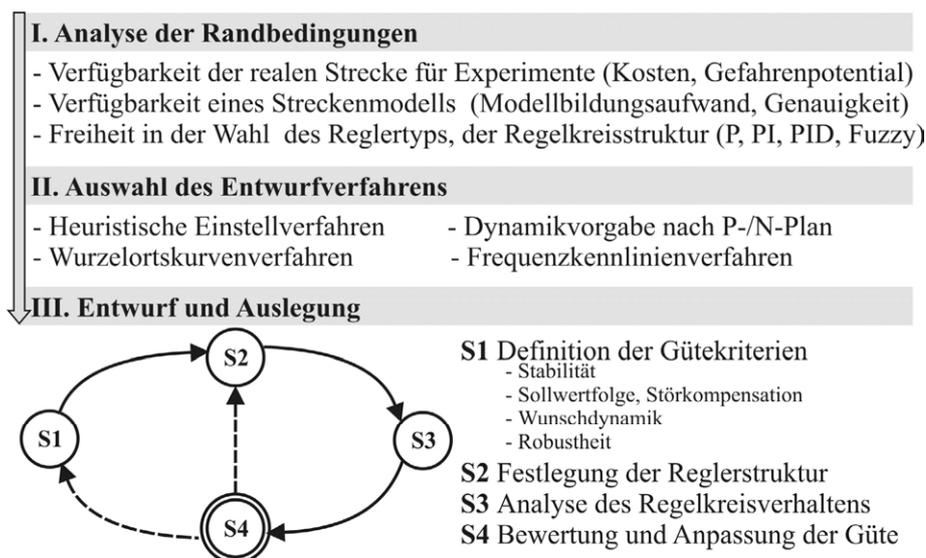


Bild 2-19: Verwendete Methodik zur Auslegung des Alldrehzahlreglers

I. Analyse der Randbedingungen

Die Untersuchung der Regelstrecke zur Herleitung einer geeigneten Reglerstruktur entfällt, da für das Modell des Motorsteuergeräts explizit ein PID-Regler gefordert wird. Grundsätzlich ist aufgrund des ausgleichenden Verhaltens der Strecke auch ein P- oder PI-Regler zur Regelung denkbar.

Im Vorfeld der Reglerauslegung in MATLAB/Simulink werden grundlegende, in der Praxis zu berücksichtigende Rahmenbedingungen betrachtet. Daraus werden die für den modellseitigen Entwurf relevanten Zusammenhänge abgeleitet.

In der Praxis ist der Unleichförmigkeitsgrad δ_U (2.25) des Hubkolbenverbrennungsmotors eine Größe, die bei seiner Auslegung zur Erhöhung der Regelgüte berücksichtigt wird.

$$\delta_U = \frac{\Delta n_{act}}{\bar{n}_{act}} = \frac{2(n_{max} - n_{min})}{(n_{max} + n_{min})} \quad (2.25)$$

δ_U ist ein Maß für die Drehzahlschwankungen der Kurbelwelle über einem Arbeitsspiel und kann durch Erhöhung der Schwungmassenträgheit reduziert werden. Verursacher sind die ungleichförmigen Gas- und Massentangentalkraftverläufe, die mit steigendem Lastmoment und erhöhter Einspritzmenge zunehmen. Je nach Zylinderanzahl und Motorbauweise ergeben sich aus dem Verlauf der Gas- und Massentangentalkräfte verschiedene Haupt- und Nebenerregerordnungen. Mittels Spektralanalyse [Wir1998a, Wir1998b] der Tangentialkraft F_t eines Zylinders kann eine frequenzselektive Schwingungsdiagnose durchgeführt werden. Das mit dem Streckenmodell simulativ ermittelte Ergebnis ist in **Bild 2-20 (a)** den Harmonischen für einen Zylinder eines 4-Takt Dieselmotors gegenübergestellt.

Die durch Fast-FOURIER-Transformation (FFT) ermittelten Spektrallinien sind ein Maß für die Amplitude sowie die Häufigkeit des Auftretens eines Frequenzanteils im Tangentialkraftverlauf des betrachteten Zylinders. Durch Überlagerung der Nebenerregerordnungen ergibt sich der in **Bild 2-20 (b)** dargestellte Verlauf der Haupterregerordnungen (3, 6, 9...) eines 4-Takt-6-Zylinder-Reihenmotors (R6), die das Triebwerk zu kritischen Torsionsschwingungen anregen können.

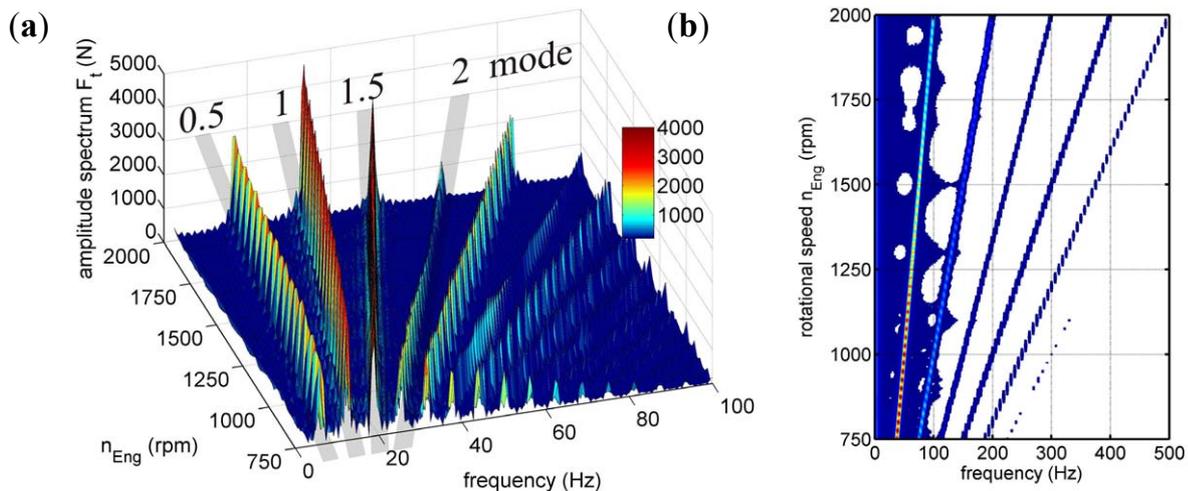


Bild 2-20: (a) Spektralanalyse der simulierten Tangentialkraft F_t eines Zylinders (b) Simulierte Haupterregungsordnungen eines R6-4-Takters

Im beschriebenen Streckenmodell des Kurbeltriebs und des Verbrennungssystems werden die Haupterregungsordnungen berechnet und auf den modellseitig anzukoppelnden Triebstrang übertragen. Da die Kurbelwelle funktional und damit ideal steif abgebildet ist, wirkt δ_U aber nicht zylinderselektiv auf die Drehzahl einzelner Kröpfungsabschnitte zurück. Deshalb ist es für den zu erstellenden PID-Regler ausreichend, die aktuelle Drehzahl eines Referenzzylinders in die Berechnung der Regelabweichung einzubeziehen, anstatt zylinderselektiv die Stellgrößen zu berechnen.

Der Einfluss des Stellglieds $G_{Sr}(s)$, bestehend aus Hochdruckpumpe, Leitungssystem und Einspritzdüsen wird vereinfacht als Verzögerungsglied erster Ordnung mit kleiner Zeitkonstante ($T_{1,Sr} = 5$ ms) angenommen. Von der Abbildung eines separaten Totzeitverhaltens wie in [Tar1994, Böh2001] wird abgesehen. Der Grund hierfür liegt darin, dass während des Zeitraums Δt_{Int} (2.26) zur Erfüllung zweier aufeinanderfolgender Einspritzbedingungen ($\varphi_{CS} = \varphi_{inj}$) permanent entsprechend der Signalabtastrate und Prozessortaktung die Regeldifferenz und folglich der Stellgrößensollwert berechnet wird.

$$\Delta t_{Int} = \frac{1}{i \cdot z \cdot \bar{f}_{Eng}} \quad (2.26)$$

Δt_{Int} wird deshalb nicht als klassische Totzeit, sondern als Zeitraum, während dessen keine Eingangsgröße aufgeschaltet werden kann, angesehen und ist implizit im Streckenmodell enthalten. Die eigentliche Totzeit, bestehend aus der Summe der benötig-

ten EDC-Rechenzeit für die Bildung der Regeldifferenz und der Abtastzeit, wird vernachlässigt.

II. Wahl des Entwurfsverfahrens

Als Entwurfsverfahren werden für eine intuitive, graphisch leicht nachvollziehbare Auslegung des Reglers das Wurzelortskurvenverfahren und der P/N-Plan ausgewählt.

III. Reglerentwurf

Die Mindestanforderung an den geschlossenen Kreis $G_C(s)$ ist, dass die Pole in der linken Halbebene liegen, wodurch Stabilität ($n_{act}(t) \approx n_{sta}(t)$ für $t > t_{lim}$) garantiert wird. Außerdem muss der Regler eine gute Sollwertfolge und eine Störgrößenkompensation ermöglichen, sodass $\lim_{t \rightarrow \infty} (n_{set}(t) - n_{act}(t)) = 0$ gilt. Zur Einhaltung einer gewünschten Motordynamik werden entsprechende Sollwerte vorgegeben. Die Anstiegszeit t_{ris} (90 % des statischen Endwerts) wird mit 0,5 s, die Überschwingweite d_{ovs} mit 25 %, die Einschwingzeit t_{slg} mit 2,5 s sowie die Dämpfung mit 0,6 vorgegeben. An die Dämpfung werden keine besonderen Forderungen gestellt, da bei kleinen Überschwingern der zu regelnden Motordrehzahl nicht die Gefahr einer Zerstörung des Aggregats besteht. Die zugelassene Überschwingweite ermöglicht einen schnellen Störgrößenausgleich einerseits und andererseits durch die Begrenzung auf 25 % des Endwerts den Schutz direkt mit der Motordrehzahl gekoppelter Nebenaggregate oder mit einer Wegzapfwelle betriebener Anbaugeräte.

Das Übertragungsverhalten des offenen Regelkreises $G_O(s)$ ergibt sich aus Übertragungsfunktionen der Teilsysteme zu Gleichung (2.27).

$$G_O(s) = G_{St}(s) \cdot G_{Cmb,Drv}(s) \cdot G_{Ctr}(s) = \frac{K_{P,St}}{1 + T_{1,St}s} \cdot \frac{K_{P,i}}{1 + T_{1,i}s} \cdot \left(\frac{K_{Ctr}(1 + T_N s)(1 + T_V s)}{T_N s} \right) \quad (2.27)$$

$$G_C(s) = \frac{G_O(s)}{1 + G_O(s)} \quad (2.28)$$

Der offene Kreis besitzt drei Polstellen. Durch die Gegenkopplung des Reglerausgangs entsteht der geschlossene Kreis $G_C(s)$ mit einem Polüberschuss von 1. Durch Verschiebung der Reglernullstellen und Anpassung der Kreisverstärkung wird die Dynamik an die geforderten Grenzwerte angepasst. Aus der P/N- und WOK-Darstellung von $G_C(s)$ geht die Lage der zwei konjugiert komplexen, nicht durch

Nullstellen kompensierten, dominanten Pole vor **(Bild 2-21 (a))** und nach **(Bild 2-21 (b))** ihrer Verschiebung hervor.

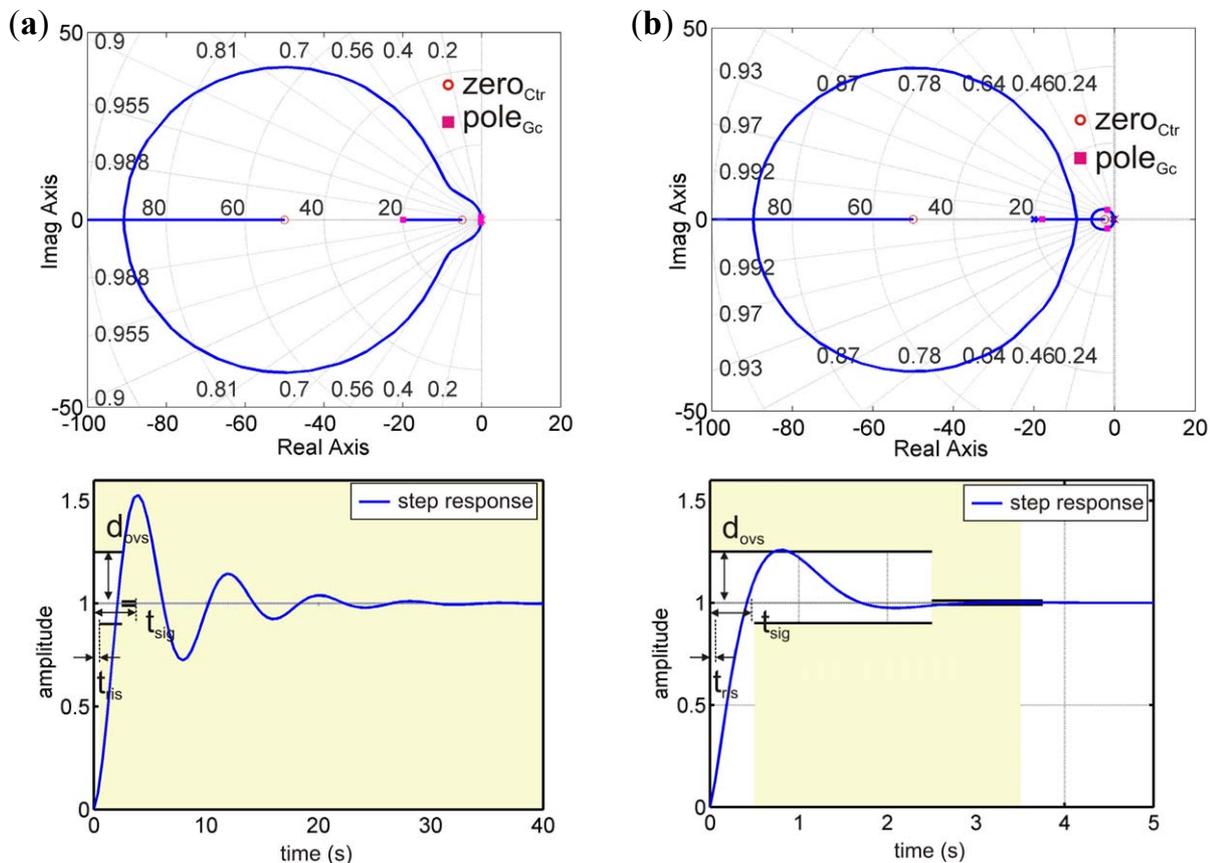


Bild 2-21: (a) WOK und Sprungantwort vor N/P-Verschiebung (b) nach Verschiebung

Die so ermittelten Regelparmeter werden für das nichtlineare Modell verwendet. Simulative Untersuchungen zeigen, dass damit sowohl die Stabilität bei der Aufschaltung von Lastmomentsprüngen als auch die Robustheit der Regelung gegenüber Lastedruckabweichungen gewährleistet ist.

Erweiterung um den Leerlauf- und Enddrehzahlregler

In der Praxis kommen P- oder PI-Regler sowohl zur Begrenzung der Maximaldrehzahl als auch zum Einhalten der Mindestdrehzahl des Dieselmotors zum Einsatz. Im EDC-Modell stellt der Leerlaufregler mit Erreichen des vorgegebenen Drehzahl-Schwellenwerts proportional zur Abweichung eine zusätzliche Einspritzmenge zur Verfügung, um dem Ausgehen des Motors entgegenzuwirken.

Um durch das EDC-Modell die aktuelle Drehzahl auf eine frei vorgebbare Maximaldrehzahl zu begrenzen, was den realen Motor vor der mechanischen Zerstörung

schützt, wird ein zusätzlicher Regler integriert. Mit Erreichen des oberen Drehzahl-Schwellenwerts wird die Einspritzmenge reduziert, im Extremfall sogar bis auf 0 mg.

Erweiterung um die Maximalmengenbegrenzung

Zur Begrenzung des Maximaldrehmoments wird im Modell der EDC entlang eines Vektors mit entsprechenden Drehzahlstützstellen eine Kennlinie (Volllastmenge) für die maximale Einspritzmenge hinterlegt. Der Dieselmotor kann dadurch nur ein von der aktuellen Istdrehzahl n_{act} abhängiges Maximalmoment abgeben. Das stellt über dem gesamten Drehzahlbereich den Betrieb in mechanisch und thermodynamisch zulässigen Grenzen sicher und beugt einem Bauteilversagen vor.

Erweiterung um den P-Grad

Auf Basis der Darstellung der Wirkungsweise des P-Grads mechanischer Drehzahlregler in **Abschnitt 2.2** wird im EDC-Modell eine Möglichkeit zur Verfügung gestellt, um in analoger Weise einen P-Grad für den PID-Regler vorgeben zu können. Hierfür wird im EDC-Modell der vom Bediener via PWG vorgegebenen Solldrehzahl n_{set} der P-Grad-abhängige Korrekturwert Δn_{set} aufaddiert und als interne Führungsgröße genutzt.

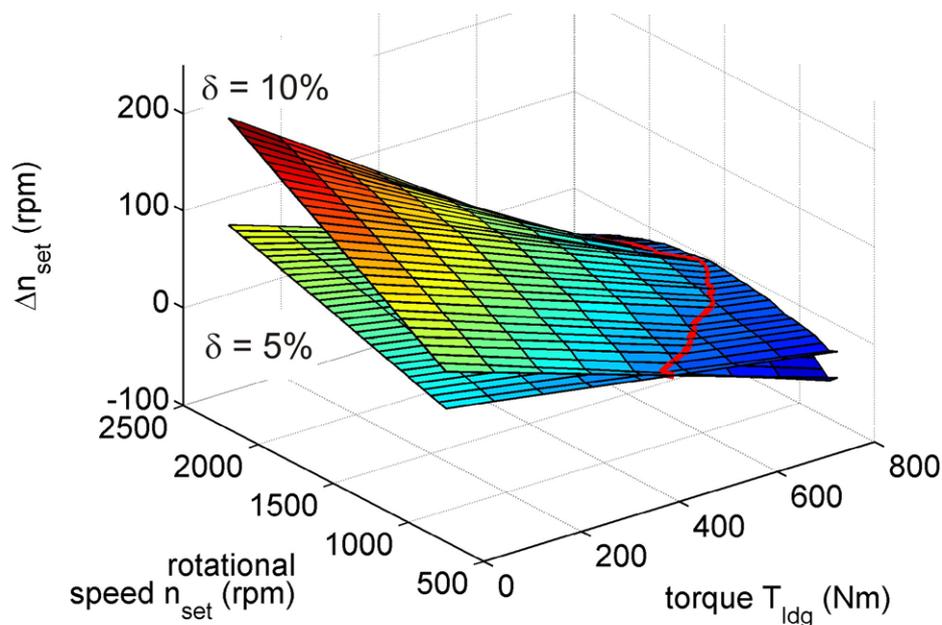


Bild 2-22: P-Grad im EDC-Modell

Bild 2-22 zeigt beispielhaft die Korrekturgröße Δn_{set} für zwei verschiedene P-Grade (5 %, 10 %) über dem Betriebsbereich des Dieselmotors. Für mobile Arbeitsmaschinen übliche P-Grade bei Dieselmotoren liegen im Bereich von $\delta < 10\%$.

Mengensteuerung – Betriebsmodus 2

Wie zu Beginn des Kapitels erwähnt, kann der Dieselmotor in mobilen Arbeitsmaschinen auch im Betriebsmodus 2 betrieben werden. Der Fahrer gibt hierbei unter Beobachtung der aktuellen Fahrgeschwindigkeit über den PV-Geber indirekt einen Drehmomentwunsch vor. Der Pedalwert pv_{set} wird drehzahlabhängig im frei programmierbaren Fahrkennfeld (Drive-Chr) der EDC in einen Regelstangensollwert und damit in eine Einspritzsollmenge $m_{inj,set}$ gewandelt. **Bild 2-23** veranschaulicht die Wirkprinzipien der Mengensteuerung ohne die Darstellung der oben beschriebenen Erweiterungen.

Die für die Alldrehzahlregelung beschriebenen Zusammenhänge sind auf dieses Konzept in analoger Weise übertragbar und im EDC-Modell ebenfalls berücksichtigt. In demselben Szenario, wie in Betriebsmodus 1 beschrieben, sinkt die Fahrgeschwindigkeit. Nur die Formgebung des Fahrkennfelds kann in diesem Fall der Geschwindigkeitsabnahme entgegenwirken.

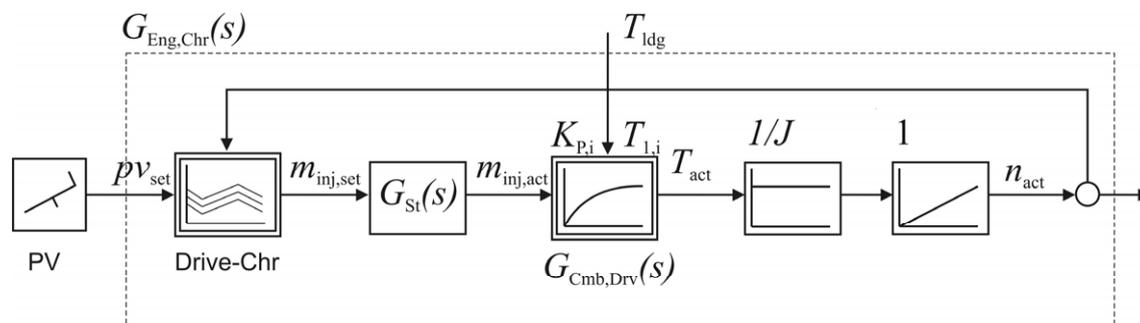


Bild 2-23: Füllungsverstellung aus Maschinensicht

Aus Maschinensicht entspricht dieses Verhalten einer Steuerung. Eine Regelung erfolgt nur in den kritischen Bereichen nahe der Leerlaufdrehzahl und der Abregeldrehzahl (nicht dargestellt).

2.2.3 Parametrierung und Regleroptimierung

Die grundsätzliche Reglerparametrierung des PID-Reglers ist bereits mit seinem Entwurf anhand der Stabilitätskriterien und Robustheit erfolgt. Die Kreisverstärkung für den Motor ist damit bekannt.

Dennoch zeigt das bisherige Dieselmotormodell bei großen Stör- sowie Führungsgrößenprüngen im Vergleich zum realen Dieselmotor deutliche Unterschiede im Einregelverhalten. **Bild 2-24 (a)** stellt das zunächst schnelle und anschließend um den Sollwert moderate Einschwingverhalten der Istdrehzahl des realen Motors nach einem Führungsgrößenprung dem deutlich dynamischeren und stark über- (1) sowie unterschwingendem (2) simulierten Istdrehzahlverlauf gegenüber. **Bild 2-24 (b)** belegt qualitativ auch die modellseitig höhere Systemdynamik bei der Störgrößenkompensation (3) ebenfalls am Beispiel des DEUTZ BF6M1013 EC, der in **Kapitel 3** als Versuchsträger zur Verifikation der Modellbildung verwendet wird.

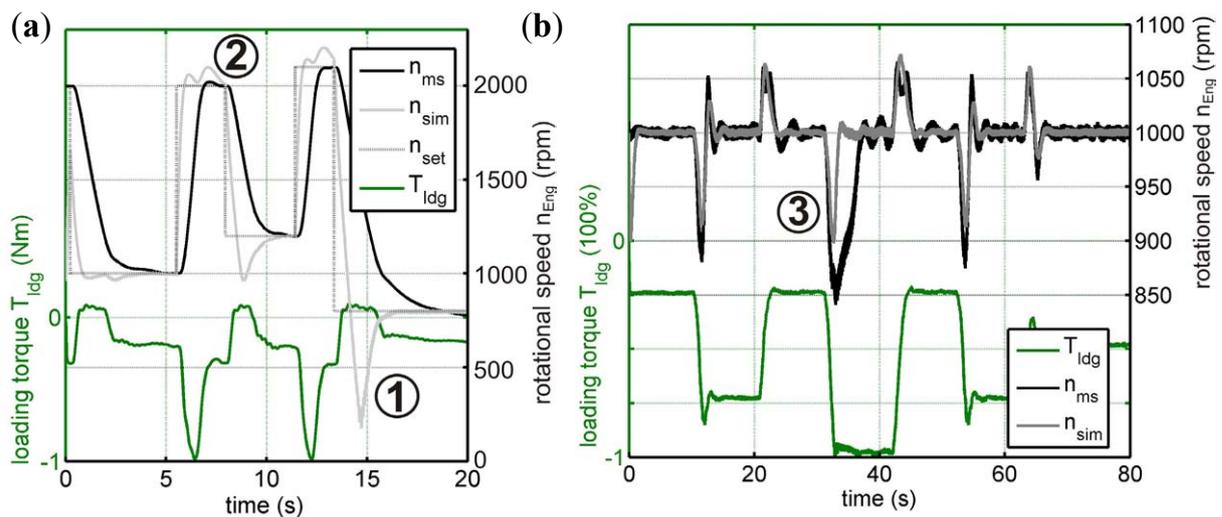


Bild 2-24: (a) Unterschiede im Führungsverhalten (b) Unterschiede der Störgrößenkompensation zwischen realem Dieselmotor und zugehörigem Modell vor der Optimierung

Die durch Simulationsexperimente gewonnene Erkenntnis, dass die beobachtbare Systemdynamik des drehzahlgeregelten realen Dieselmotors modellseitig nicht durch eine reine Reglerparameteroptimierung nachgebildet werden kann, legt eine vorangestellte Strukturoptimierung nahe. Deshalb wird nachfolgend die Reglerstruktur schrittweise um die als relevant identifizierten Mechanismen erweitert, bevor abschließend die PID-Parameter durch ein Schätzverfahren bestimmt werden.

Strukturoptimierung durch Integration eines Anti-Wind-Up (AWU)

Das starke Unterschreiten (Bild 2-24 (a), 1) der neuen Soll Drehzahl bei einem negativem Führungsgrößensprung ($n_{set,t2} - n_{set,t1} < 0$ mit $t_2 > t_1$) ist auf den Integratoranteil des PID-Reglers zurückzuführen: Zum Zeitpunkt t_1 beträgt die Regelabweichung der Drehzahl 0 min^{-1} . Der PID-Regler liefert die zur Überwindung der Systemverluste sowie für das Halten des aktuellen Betriebspunkts erforderliche Einspritzmenge. Nach Umschalten des Soll Drehzahlspungs reduziert der Regler aufgrund der jetzt schlagartig detektierten sehr hohen Regelabweichung die Einspritzmenge, deren Minimalwert durch eine Saturation auf 0 mg beschränkt ist. Diese Stellgrößenbeschränkung des Reglerausgangs ist der Grund für eine unzureichende Rückkopplung und führt wegen des sich aufintegrierenden Regelfehlers im I-Anteil zu dem sehr späten Ansprechen des Reglers nach dem Unterschreiten der niedrigeren Soll Drehzahl sowie zur Instabilität des Regelkreises.

Um dieses Verhalten zu unterbinden wird der PID-Regler um einen AWU erweitert. **Bild 2-25 (a)** zeigt die neue Reglerstruktur, **Bild 2-25 (b)** den resultierenden Drehzahlverlauf.

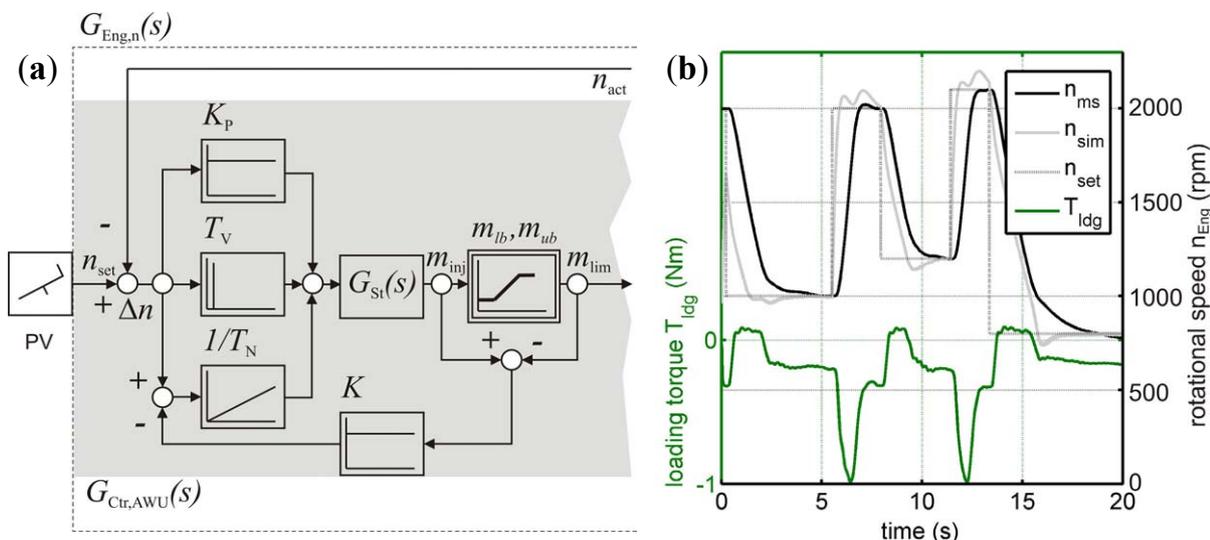


Bild 2-25: (a) Parallele Reglerstruktur mit AWU (b) Resultierendes Führungsverhalten

Strukturoptimierung durch Integration der Vollastbegrenzung

Zur Adaption des Anstiegsverhaltens und Reduktion der Systemdynamik (Bild 2-24 (b), 3) werden im Motorsteuergerätemodell zur Begrenzung des maximalen stationären Drehmoments eine Mengengrenzung hinterlegt, die Vollastbegrenzung. Der reale Dieselmotor wird dadurch vor thermischer sowie mechanischer Überbeanspruchung geschützt. Die Einspritzmengengrenzen werden als Kennlinie über den Dreh-

zahlstützstellen zwischen unterer Leerlauf- und oberer Leerlaufdrehzahl angegeben. Mit entsprechender Benutzerberechtigung können diese Größen zur Modellparametrierung am realen Motor direkt aus dem Steuergerät ausgelesen werden. Alternativ kann für einen z -Zylindermotor ($2 \cdot i^{-1}$ -Takt-Verfahren) die Begrenzungsmenge $m_{lim,sta}$ für eine Drehzahl n aus dem vermessenen Verbrauchskennfeld (Muscheldiagramm) und der Volllastkennlinie nach (2.30) als Funktion des spezifischen Verbrauchs b_e und der effektiven Leistung P_e berechnet werden.

$$m_{lim,sta} = \frac{b_e \cdot P_e}{n \cdot z \cdot i} \quad (2.30)$$

Liegt das Muscheldiagramm nicht vor, kann die Mengengrenzung entlang der aus dem Herstellerdatenblatt verfügbaren Maximalmomentkennlinie überschlägig nach (2.31) berechnet werden. Hierbei wird mit $\eta_e = 30\%$ ein niedriger Wirkungsgrad angenommen, um die Begrenzung nicht zu tief anzusetzen und modellseitig ein verfrühtes Absterben bei hohen Lasten zu vermeiden.

$$m_{lim,sta} = \frac{P_e}{(\eta_e \cdot H_u) \cdot n \cdot z \cdot i} \quad (2.31)$$

Bei der Simulation stationärer Punkte (vgl. OP_1 in **Bild 2-26 (a)**) riegelt die EDC die Einspritzmenge mit dem Erreichen der drehzahlspezifischen geschätzten ($m_{lim,sta}^{est}$) oder ausgelesenen ($m_{lim,sta}^{ms}$) Begrenzung ab.

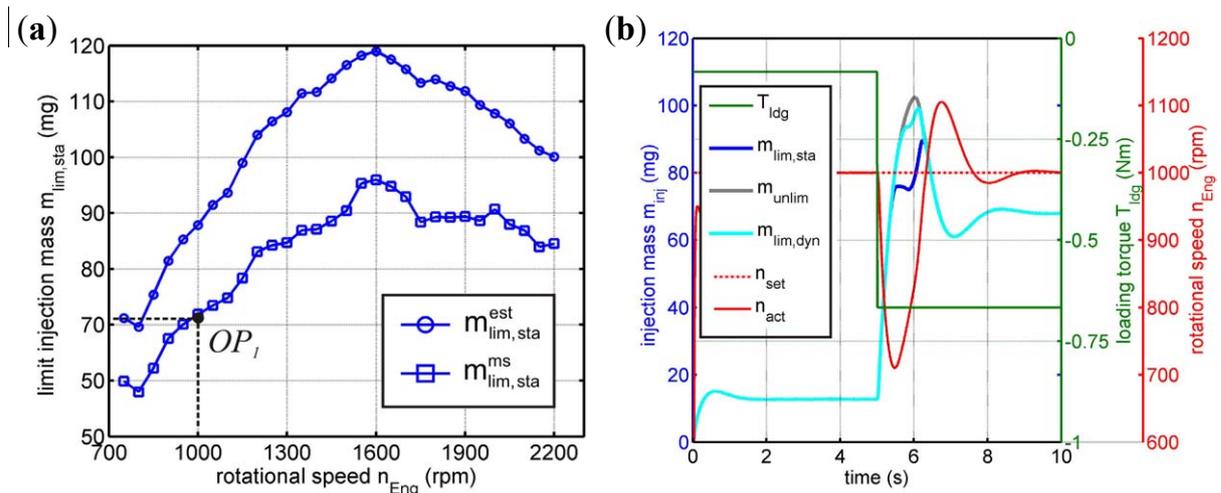
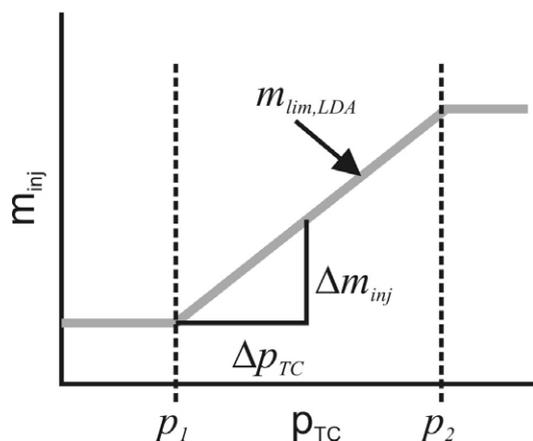


Bild 2-26: (a) Volllastbegrenzung der Einspritzmenge im Stationärbetrieb
 (b) Mengenerhöhung durch Toleranzband im transienten Betrieb

Im transienten Betrieb, wie nach einem kritischen Störgrößensprung (T_{ldg}) oder nach einem ausgeprägten Führungsgrößensprung unter hoher Last, reicht die so vorgegebene Maximalmenge $m_{lim,sta}$ aber nicht aus, um dem Einbrechen der aktuellen Drehzahl n_{act} entgegen zu wirken bzw. die trägen Massen den Anforderungen entsprechend zu beschleunigen. Deshalb wird für diese Betriebsituationen im EDC-Modell ein frei einstellbares oberes Toleranzband um die Mengengrenzung gelegt, das für ein vorgegebenes Zeitfenster kurzfristig eine Mehrmenge ermöglicht. Daraus ergibt sich temporär die in Bild 2-26 (b) eingezeichnete höhere Einspritzmengengrenze $m_{lim,dyn}$. Die Obergrenze dieses Toleranzbandes wird im Fall einer Störgrößenaufschaltung oder eines Sollwertsprungs nur von der Maximalmenge der nachfolgend beschriebenen Rauchbegrenzung limitiert. Zu Vergleichszwecken ist in Bild 2-26 (b) außerdem die vom PID-Regler zunächst vorgegebene und durch die beiden Begrenzungen limitierte Einspritzmenge m_{unlim} (grau) dargestellt.

Strukturoptimierung durch Integration der Rauchbegrenzung

In Ergänzung zur Volllastbegrenzung wird als ein möglicher Grund für die Unterschiede im dynamischen Verhalten zwischen dem Simulationsmodell und dem realen Dieselmotor die früher mittels Ladedruckdose und heute elektronisch hinterlegte Rauchbegrenzung (LDA) identifiziert. Sie sorgt dafür, dass die Einspritzmenge in Abhängigkeit des anliegenden Turboladerdrucks so begrenzt wird, dass ein bestimmtes Luftverhältnis $\lambda_{lim,LDA}$ nicht unterschritten wird. Eine zu fette Anreicherung wird damit verhindert und der Entstehung von Ruß durch lokale Löscheffekte entgegengewirkt.



$$m_{lim,LDA} = \frac{\Delta m_{inj}}{\Delta p_{TC}} = \frac{V_{H,Cyl} + V_{C,Cyl}}{\lambda_{lim} \cdot L_{St} \cdot R \cdot Tmp} \quad (2.29)$$

$$\text{mit } L_{St} = \frac{m_{L,St}}{m_{inj}} = 14,47$$

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,St}}$$

$$p \cdot V = m_L \cdot R \cdot Tmp$$

Bild 2-27: LDA-Regelung im EDC-Modell

Zur Integration der ladedruckabhängigen Einspritzmengenbegrenzung wird im EDC-Modell das Modul „LDA“ hinterlegt. In Abhängigkeit der eingehenden Ladedruckinformation p_{TC} des ATL-Modells wird die Einspritzmenge durch den LDA-Regler an der Rauchgrenze ($\lambda_{lim} \approx 1,3$) abgeregelt. Die Steigung der Abregelgeraden kann in Anlehnung an **Bild 2-27** nach Gleichung (2.29) berechnet werden. Die Abregelung hat zur Folge, dass trotz eines hohen Kraftstoffbedarfs, der die stark einbrechende Drehzahl auffangen soll, die Einspritzmenge die LDA-Grenzmenge $m_{inj,LDA}$ nicht überschreiten kann. Deshalb bricht die Drehzahl im Modell sehr stark ein und die Ausregelzeit nimmt auf ein auch am realen System beobachtbares Maß zu.

Strukturoptimierung durch Integration einer Vorsteuerung

Simulative Untersuchungen des Führungsverhaltens im Alldrehzahlregelmodus zeigen, dass bei sprunghöhenabhängiger Soll Drehzahländerung der PID-Regler alleine ein Über- oder Untersteuern nicht kompensieren kann. Das äußert sich in einem Überschwingen der Motordrehzahl bei einem positiven Führungsgrößensprung ($n_{set,t2} > n_{set,t1}$) sowie in einem Unterschwingen bei negativem Soll Drehzahlsprung ($n_{set,t2} < n_{set,t1}$). Deshalb wird für die Optimierung des Führungsverhaltens in das EDC-Modell eine mit dem PID-Regler harmonisierte Vorsteuerung integriert.

Zur Kompensation des Unterschwingens erfolgt eine DT_1 -Vorsteuerung. Der DT_1 -Regler wird bei Erfüllung zweier Zuschaltbedingungen aktiviert. Zum einen muss gelten $n_{set,t2} - n_{set,t1} \neq 0$. Zum anderen muss die Ist Drehzahl sich der neuen Soll Drehzahl $n_{set,t2}$ bis auf eine frei definierbare Drehzahldifferenz angenähert haben. Es muss demnach gelten $|n_{set,t2} - n_{set,t1}| < n_{set,t2} \cdot a$ mit $0 < a < 1$. Bei Erfüllung beider Bedingungen berechnet der DT_1 -Regler für ein vorgegebenes Zeitfenster kontinuierlich eine Kraftstoffmenge, die der PID-Vorgabemenge aufaddiert wird. Nach dem Einregeln auf die neue Soll Drehzahl wird der DT_1 -Regler deaktiviert. Der PID-Regler wird getriggert zurückgesetzt, erhält aus der Summe der von beiden Reglern bereitgestellten Einspritzmengen die für den Integratoranteil erforderliche Mengenvorgabe und übernimmt alleine den Regelbetrieb.

Um bei positivem Führungsgrößensprung ein Überschwingen zu unterbinden, wird eine andere Vorgehensweise gewählt. Mit Erreichen einer sprunghöhenabhängigen Grenzdrehzahl wird der Integratoranteil des PID-Reglers deaktiviert und die Soll Drehzahl bis zum Erreichen der ursprünglich geforderten Drehzahl $n_{set,t2}$ reglerintern um einen einstellbaren Wert erhöht. Damit erfolgt zunächst eine reine Proportionalrege-

lung. Bei Erreichen von $n_{set,t2}$ wird der Drehzahlsollwert intern auf den Ursprungswert gesetzt und der Integratoranteil wieder aktiviert. Damit ist im Modell ein schnelles Einregeln ohne großes Überschwingen möglich, vergleichbar mit dem gemessenen Verhalten am realen Motor.

Parameteroptimierung des PID-Reglers durch Parameterschätzung

Nachdem jetzt alle Parameter des EDC-Modells bestimmt sind und die Reglerstruktur durch Integration des LDA-Moduls optimiert ist, können die im Reglerentwurf überschlägig bestimmten PID-Parameter k_p, k_i, k_d abschließend durch ein heuristisches Verfahren geschätzt und optimiert werden. Dadurch wird das dynamische Verhalten des virtuellen Motors dem des realen so weit wie durch die Abbildungstiefe möglich angeglichen. Die Vorgehensweise der Parameterschätzung ist **Bild 2-27** zu entnehmen.

Für die Parameterschätzung sind drei Prüfstandsmessungen am zu modellierenden Dieselmotor erforderlich, aus denen die charakteristischen dynamischen Eigenschaften der Motorregelung abgeleitet werden. Bei den Referenzmessungen werden das Lastmoment T_{ldg} , die Motordrehzahl n_{ms} , der aktuelle Kraftstoffverbrauch Q_{ms} und die Solldrehzahlvorgabe n_{set} erfasst und in einer Datei gespeichert. Der Ablauf der Messungen erfolgt analog der Darstellung in **Abschnitt 2.1.3**.

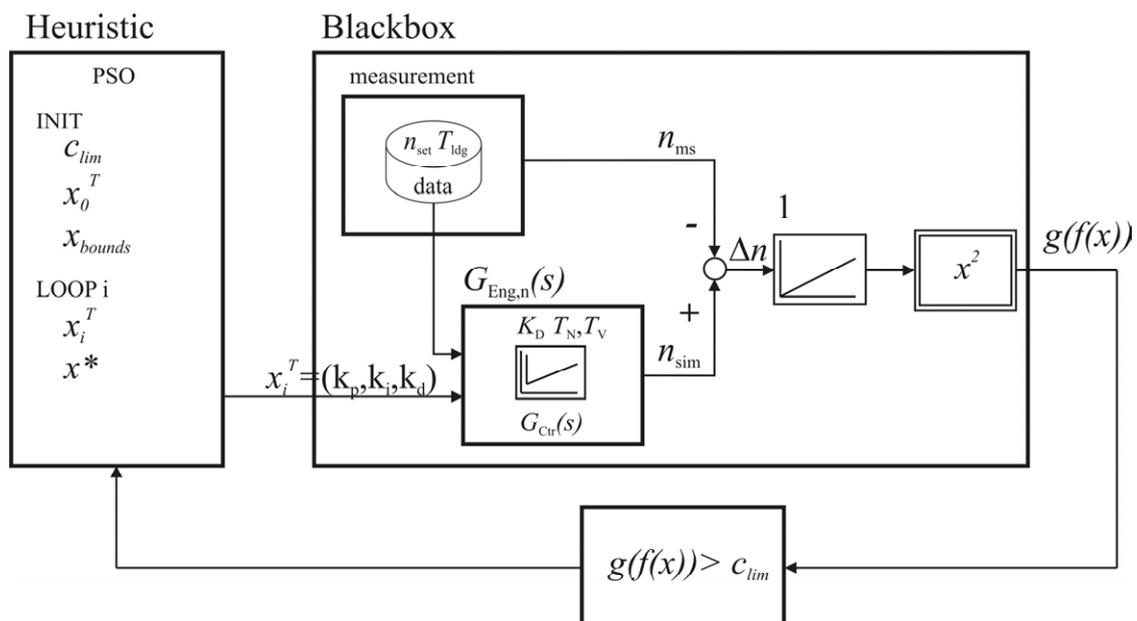


Bild 2-27: Blackbox-Parameterschätzung der PID-Regelparameter

Für die Blackbox-Schätzung wird ein naturanaloges Verfahren aus dem Bereich der Schwarmintelligenz verwendet, die Particle Swarm Optimization (PSO) [Cha2007, Lip2006, Mos2010]. Das Verfahren eignet sich insbesondere zur Approximation globaler Extremalstellen in höherdimensionalen unregelmäßigen Lösungsräumen.

Als Gütefunktion $g(x)$ wird die integrierte quadratische Abweichung zwischen dem gemessenen und dem mit den aktuell verwendeten PID-Parametern simulierten Drehzahlverlauf definiert. Bis zum Erreichen des Abbruchkriteriums werden in einer Schleife gem. der Rechenvorschriften des PSO die global beste Lösung x^* und die für den nächsten Durchlauf erforderlichen neuen Parameter x_i^T bestimmt. Das Ergebnis dieser Durchläufe besteht in einer zunehmend besseren Bestimmung der Regelparаметer. **Bild 2-28 (a)** zeigt die schrittweise Näherung der Parameter über den Generationenverlauf. **Bild 2-28 (b)** stellt den Drehzahlverlauf der Messung dem simulierten Verlauf in unterschiedlichen Generationen (Iterationen), d.h. mit verschiedenen PID-Parameterkombinationen, gegenüber.

Mit zunehmender Algorithmuslaufzeit, ersichtlich an der steigenden Generationszahl, nähert sich der simulierte Drehzahlverlauf immer weiter dem als ideal vorgegebenen aus der Messung an. Mit Erreichen des Abbruchkriteriums stehen die approximativ als Bestlösung bestimmten Parameter fest und können in das EDC-Modell übernommen werden.

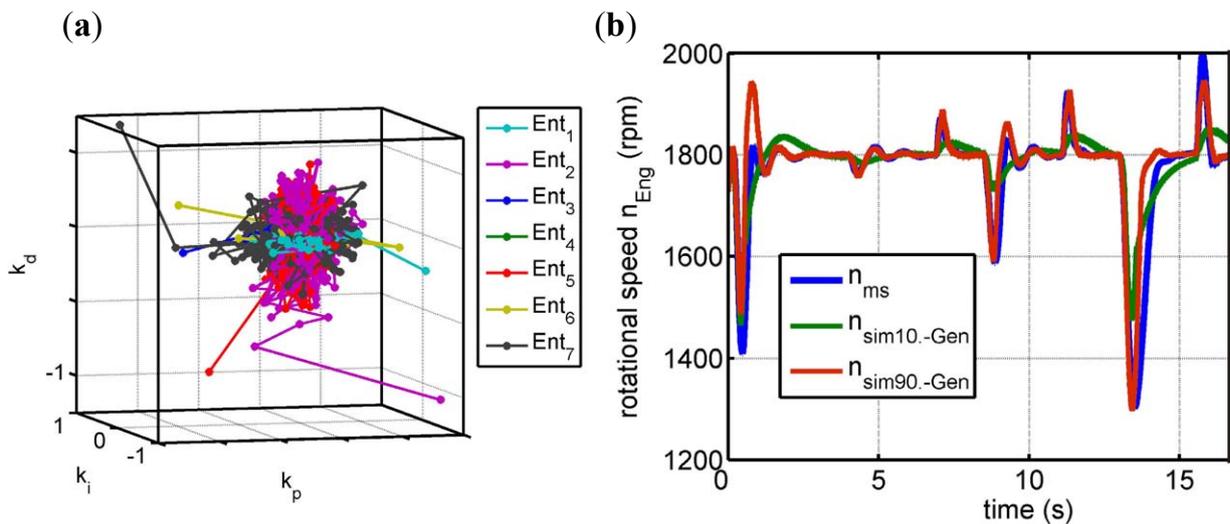


Bild 2-28: (a) Lösungsverlauf einzelner Entities über verschiedenen Generationen (b) Approximation der simulierten Drehzahl an die gemessene Drehzahl mittels PSO

In **Anhang A.3** findet sich ein UML-Sequenzdiagramm des Optimierungsprozesses. Hierbei wird die selbst erstellte PSO-ToolBox verwendet, da die Particle Swarm Op-

timization eine Heuristik ist, die sich für Optimierungsaufgaben mit vielen Parametern und lokalen Minima besonders eignet. In **Anhang A.4** sind der zugehörige Code und die Konsolenrückgabewerte der ersten Optimierungsschritte exemplarisch dargestellt.

Zusammenfassung

Bild 2-29 gibt zusammenfassend einen Überblick über die Struktur des entwickelten EDC-Modells, bestehend aus dem Leerlauf-/Enddrehzahlregler, dem PID-Teillastregler mit Anti-wind-up, der P-Grad-Korrektur, dem LDA-Modul, der Mengengrenzung sowie der Mengensteuerung mittels Fahrkennfeld.

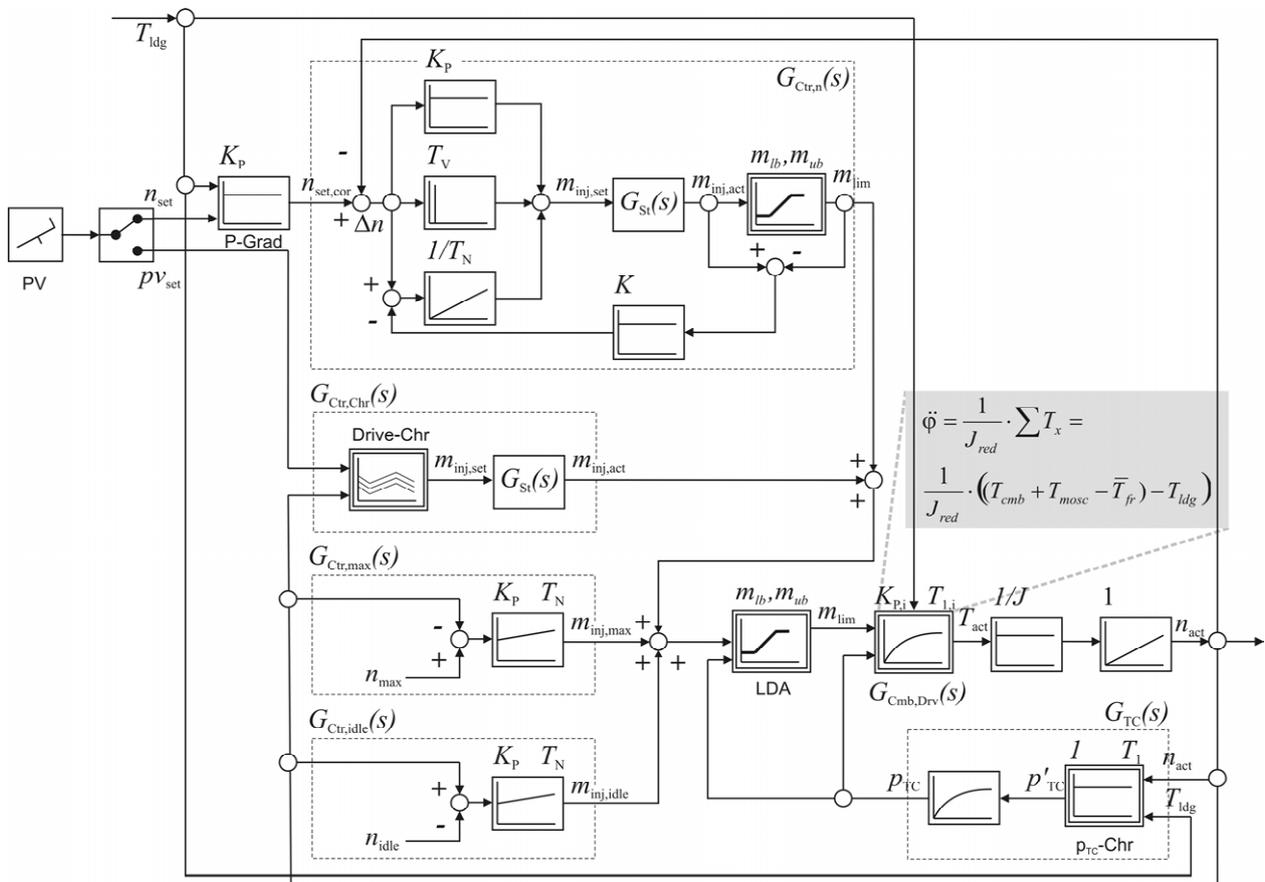


Bild 2-29: Struktur des entwickelten EDC-Modells

3 Implementierung und Validierung

In **Kapitel 3** wird das theoretisch erstellte Modell dem Anwender zur rechnergestützten Untersuchung des Systemverhaltens verschiedener realer Dieselmotoren unter Vorgabe einer variierenden Eingangs- sowie Störgrößenaufschaltung zur Nutzung in einer Simulationsumgebung zur Verfügung gestellt. Nach der Darstellung implementierungs- sowie simulationstechnischer Zusammenhänge in **Abschnitt 3.1** wird das Modell in **Abschnitt 3.2** anhand realer Messungen validiert.

3.1 Implementierung und Simulation unter MATLAB/Simulink

Durch die Modellimplementierung wird das erstellte mathematische Modell in eine für das ausgewählte Simulationsprogramm zur Verarbeitung und Berechnung geeignete Form übertragen. Sie umfasst einerseits die Modell-Codierung, die Übertragung der Modellgleichungen in eine softwareseitig verarbeitbare, textuelle oder graphische Sprachsyntax und andererseits die Einbeziehung der, je nach Vorgehensweise, teilweise davon nicht separierbaren numerischen Lösungsverfahren (syn. Gleichungslöser, Solver) zur Berechnung der Modellgleichungen.

Die Implementierung des Dieselmotormodells erfolgt basierend auf dem Projekt ANSKO (vgl. [Blie2008, Dei2009, Jäh2008, Koh2008]) wegen der hohen Verfügbarkeit und der guten Schnittstellenkompatibilität zu anderen Programmen bzw. EZ-Targets unter MATLAB/Simulink (R2009a). Hierbei wird die quillcodebasierte Implementierung der Möglichkeit einer rein graphischen, blockorientierten Modellimplementierung vorgezogen. Das bietet den Vorteil einer einfachen Übertragbarkeit in andere Programmiersprachen, einer zur mathematischen Modellbildung äquivalenten Systemdarstellung sowie einer effizienten Analyse und Steuerung des numerischen Verhaltens. Gerade der letzte Punkt ist von großer Wichtigkeit. Denn selbst bei der Abstinenz von Modellierungs- und Datenfehlern (vgl. **Abschnitt 2.4.1**) sind die durch Simulationsläufe erzeugten numerischen Lösungsapproximationen nur belastbar, wenn die gewählte Implementierung und das verwendete Lösungsverfahren zur numerischen Stabilität und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse führen, vgl. [Bol2004].

Beschreibungsform

Die Beschreibungsform legt fest, wie die mathematische Modellbeschreibung für den Dieselmotor implementierungstechnisch realisiert wird. Der hier verfolgte Ansatz orientiert sich an den Paradigmen einer objektorientierten Programmierung.

Zunächst wird hierfür die Struktur des Modells festgelegt. Die Gliederung in drei Komponenten (analog zu Objektklassen) ergibt sich aus den abgebildeten Teilsystemen Triebwerk (**Cmb, Drv**), Abgasturbolader (**TC**) und Steuergerät (**EDC**), vgl. **Bild 3-1**.

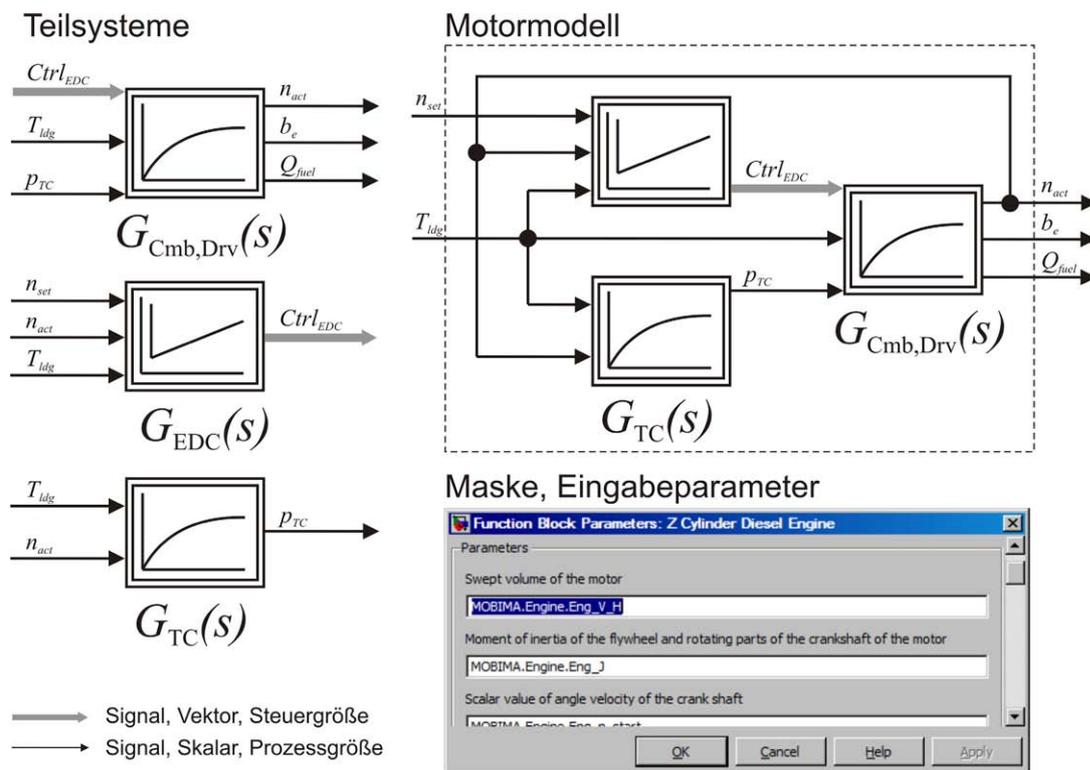


Bild 3-1: Schnittstellengrößen, Teilsysteme, Gesamtmodell und Parametermaske des Motormodells

Die Schnittstellengrößen (Austauschgrößen) sind durch die Gleichungen vorgegeben und werden zur signalfluss- und vektororientierten Darstellung in Steuergrößen und Prozessgrößen gegliedert. Gemäß dieser Aggregation können die Anzahl der Ein- und Ausgangsports der Komponenten bestimmt werden. Für einen flexiblen Aufbau verschiedenartiger Motormodelle (Anzahl Zylinder, Zylinderstellung etc.) werden die Eingangs- sowie Ausgangsgrößendimensionen dynamisch vorgegeben und dadurch

erst mit dem Simulationsstart festgelegt. Die Sichtbarkeitsbereiche der über Workspace-Datenstrukturen eingelesenen Modellparameter werden durch Masken gekapselt.

Um eine bedienerfreundliche Instantiierung zu ermöglichen, werden die Komponenten in einer Simulink-Library abgelegt, die über eine entsprechende Pfadangabe in das aktuelle Entwicklungsprojekt eingebunden werden kann.

Zur Umsetzung der Zustandsraumdarstellung von mechanischem und Verbrennungssystem erfolgt die Codierung in Form einer S-Function. Aufgrund der Beschränkungen im nutzbaren Funktionsumfang bei Verwendung von Level 1, 2 oder embedded S-Functions [Mat2009b] wird die Implementierung unter C vorgenommen.

In Abhängigkeit der Forderungen an die Modellgenauigkeit und die Zielplattform gilt es, zu überlegen, ob ein Ansatz mit ausschließlich diskreten Zustandsgrößen einem Ansatz mit kontinuierlichen (oder gemischten) vorzuziehen ist. Bezogen auf die C-Umsetzung in der Entwicklungsumgebung MATLAB/Simulink haben beide Ansätze spezifische Vor- und Nachteile, wie **Tabelle 3-1** zeigt.

| discrete-states-model | | continuous-states-model (mixed) | |
|--|--|--|--|
| + | - | + | - |
| <ul style="list-style-type: none"> •Deterministischer Ansatz •Direkte Übertragungsmöglichkeit auf andere Plattformen (EDC) | <ul style="list-style-type: none"> •Implementierung des Gleichungslösers •Keine flexible, veränderliche Verfahrenswahl •Korrekte Behandlung von Diskontinuitäten nur falls Schrittweitensteuerung implementiert (erhöhter Aufwand) oder bei geringer Schrittweite | <ul style="list-style-type: none"> •Verschiedene Gleichungslöser sind verfügbar •Behandlung von Diskontinuitäten durch ZCD-Algorithmus •Wahl von fixed oder variable step-size (je nach Target) •Linken des Solvers bei Compilation für ein Target | <ul style="list-style-type: none"> •Möglichkeit des Solverresets nur bei variabler Schrittweite (MATLAB R2009a) |

Tabelle 3-1: Vergleich diskreter und kontinuierlicher Implementierungsansatz

Da die Lauffähigkeit des erstellten Modells bei hoher Performance sowohl auf einem PC als auch auf RT-Targets gewährleistet sein soll, wird ein continuous-states-model implementiert. Das ermöglicht die Compilierung des Modells für Linux- oder Windows-Betriebssysteme mit dem ANSI C-Compiler, ebenso wie die Übersetzung des Quellcodes mit plattformspezifischen Compilern der RT-Targets.

Portierbarkeit der Implementierung

Die zyklische Vorgehensweise aus Codeimplementierung und Codetest bei der Entwicklung unter der Windows-Plattform bestätigt die Lauffähigkeit bei variabler sowie fixer Schrittweite unter Simulink.

Die Portierbarkeit auf ein echtzeitfähiges System wird mit der dSPACE AutoBox getestet. Kern des um CAN-, Digital- und Analog-I/O-Karten erweiterbaren mobilen Echtzeitsystems für die Regler- und Steuerungsentwicklung bildet ein 1GHz Prozessor-Board (DS1005 PPC). Die AutoBox kann via PCMCIA-Express Adapter (DS821) direkt von einem mobilen Rechner aus mittels der Anwendung ControlDesk (Ver. 6.3) konfiguriert und geflasht werden. Die graphische Oberfläche des ControlDesk ermöglicht zudem die einfache Erstellung einer anwendungsorientierten GUI zur Online-Bedienung des aktuell im Speicher ausgeführten Programms. **Bild 3-2** illustriert den Aufbau des Testsystems sowie die Bedienmöglichkeit des Motormodells via ControlDesk.

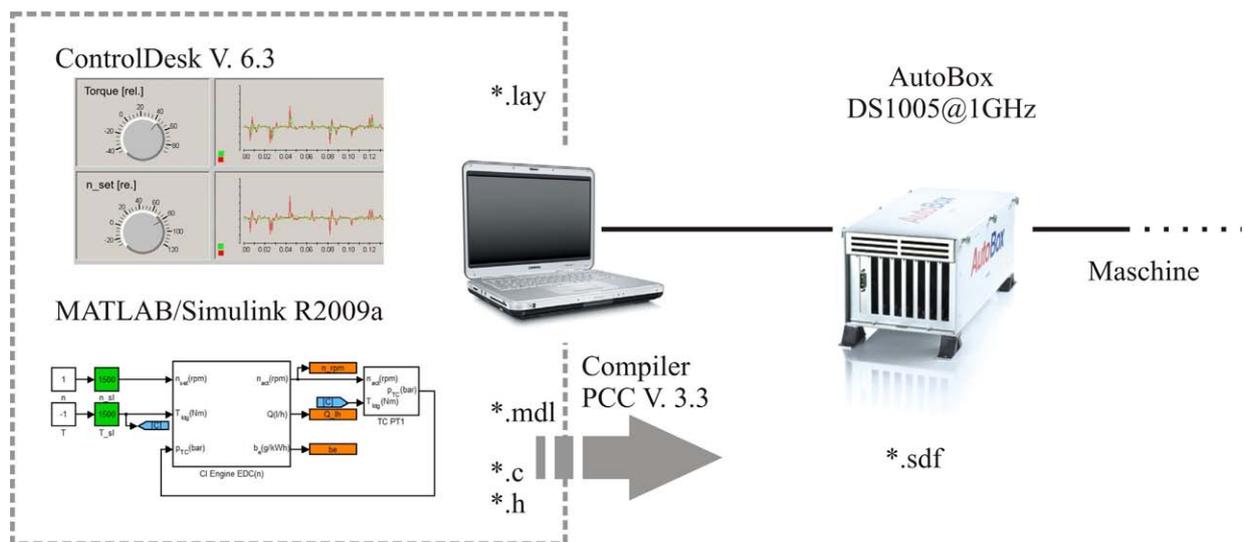


Bild 3-2: Testumgebung: dSPACE-AutoBox mit DS1005-Prozessor-Board

Das erstellte Dieselmotormodell mit integrierten C-S-Functions wird mit dem Microtec PPC Compiler V.3.3 aus Simulink heraus für das rti1005-Target kompiliert. Als Solver stehen hierbei nur fixed-step-Varianten zur Verfügung. Die Simulationsergebnisse des portierten Modells belegen die Echtzeitfähigkeit bei einer Schrittweite von 0.1 ms für das EULER-Verfahren.

Behandlung von Diskontinuitäten

Diskontinuitäten werden meist durch signifikante Ereignisse ausgelöst, die zu einer abrupten Änderung in der Systemdynamik führen. Sie treten in Form von Unstetigkeitsstellen oder nicht differenzierbaren Punkten der Funktion auf. Die Zustandsvariablen in unmittelbarer Umgebung von Diskontinuitäten weisen extrem hohe Änderungsraten auf [Bou2009].

Das ist im implementierten Modellansatz des Dieselmotors zum Öffnungszeitpunkt der Auslassventile der Fall. Da weder die Ventile noch das Leitungssystem in Form von Behältermodellen berücksichtigt sind, wird der Druck schlagartig auf den Umgebungsdruck entspannt. Deshalb erfordert die richtige Berechnung in diesen Punkten Lösungsverfahren, die sich durch Kleinstschritte der Diskontinuitätsstelle annähern. Das können Solver mit fester, aber sehr klein gewählter Schrittweite oder Gleichungslöser mit variabler Schrittweitensteuerung sein. Wird ein continuous-states-model verwendet, so bietet MATLAB eine für die Laufzeitkomplexität bessere Lösung zur Behandlung der Diskontinuitäten.

Das Verfahren zur Nullstellendetektion (Zero-Crossing Detection, ZCD) vergleicht am Ende jedes Simulationsschritts das Vorzeichen der Ableitung der Zustandsvariablen mit dem des vorangegangenen Zeitschritts. Sind diese voneinander verschieden, ist das ein Hinweis auf eine Unstetigkeitsstelle im zu berechnenden Zeitschritt. Der exakte Zeitpunkt des Auftretens wird durch Interpolation der Werte der Zustandsvariablen vor und nach ihrem Vorzeichenwechsel in den Ableitungen bestimmt. Es wird dann der Funktionswert berechnet, der zeitlich hinter dem Auftreten der Diskontinuität liegt [Bou2009, Mat2009].

Die C-Implementierung eines discrete-states-model mit eigener Programmierung des Einschrittverfahrens nach Euler ohne Schrittweitensteuerung und ZCD zeigt, dass selbst bei kleinen Schrittweiten die numerische Stabilität nicht sichergestellt ist. Deshalb wird die C-Implementierung als continuous-states-model mit Nutzung der MATLAB-Solver favorisiert.

Algebraische Schleifen (AL)

Bei der Implementierung dynamischer Systeme können durch die Rückführung von Systemausgängen auf Systemeingänge algebraische Schleifen entstehen. Das ist immer dann der Fall, wenn im Vorwärts- und im Rückwärtszweig der Rückführung

Übertragungselemente mit statischem Verhalten oder sprungfähige Übertragungsglieder gekoppelt werden (Mit-, Gegenkopplung). Bei statischen Übertragungsgliedern werden die Ausgänge innerhalb eines Zeitschritts (also nicht erst zu Beginn des nächsten) ohne Zeitverzögerung zu ihren Eingangssignalen bestimmt [Bod2006]. Sprungfähige Systeme sind durch eine Durchgangsmatrix $\bar{D} \neq 0$ bzw. identische Zähler- und Nennerpolynomgrade charakterisiert. **Bild 3-3** zeigt schematisch den Modellaufbau eines abgasturboaufgeladenen Dieselmotors mit elektronischem Regler. Die Struktur beinhaltet die Rückführung der Systemzustandsgrößen Drehzahl n_{act} und Turboladerdruck p_{TC} . Aufgrund des Übertragungsverhaltens der Systemglieder führt das zu zwei algebraischen Schleifen AL1 und AL2.

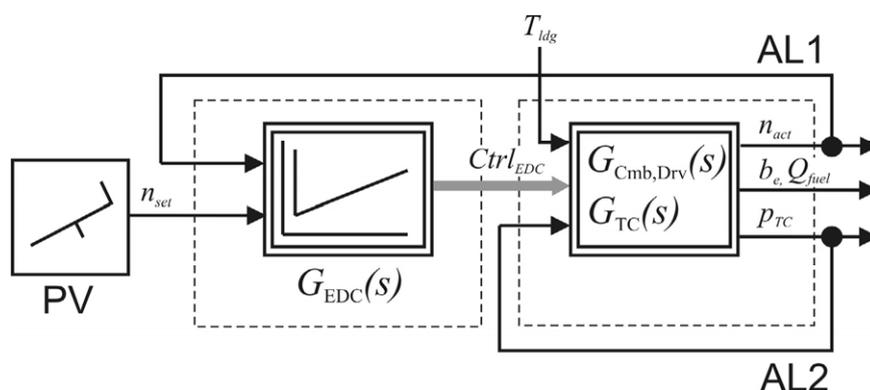


Bild 3-3: System mit algebraischen Schleifen

Bei der Implementierung gibt es zwei Möglichkeiten des Umgangs mit ALs. Entweder werden die Schleifen ignoriert oder sie werden durch geeignete Umformung nach den Regeln zu Signalflussplänen analytisch aufgelöst bzw. programmseitig explizit behandelt [Mat2009a].

Ein Laufzeittest unter MATLAB/Simulink (R2009a) belegt, dass die Behandlung der ALs für das Dieselmotormodell zu einer deutlichen Effizienzsteigerung führt, vgl. **Bild 3-4**. Die dargestellten Laufzeitunterschiede haben aber nur eine qualitative Aussagekraft, da die CPU-Zeiten unter nicht echtzeitfähigen Betriebssystemen (BS) von einer Reihe von Faktoren (RAM-Kapazität, Cache, RAM-Auslastung, Demons) beeinflusst werden. Der Verlauf zeigt aber tendenziell einen progressiv zunehmenden Echtzeitfaktor (RTF) mit steigender Anzahl algebraischer Schleifen. Der RTF ist als Quotient aus mittlerer benötigter CPU-Zeit und simulierter Realzeit definiert.

Für die programmseitige Behandlung der ALs existieren unter MATLAB/Simulink vier Ansätze, deren Eignung von den Anforderungen an die Laufzeit der Simulation

und der Ergebnisgüte abhängt. Weiterführende Informationen zu den einzelnen Verfahren können [Mat2009a] entnommen werden.

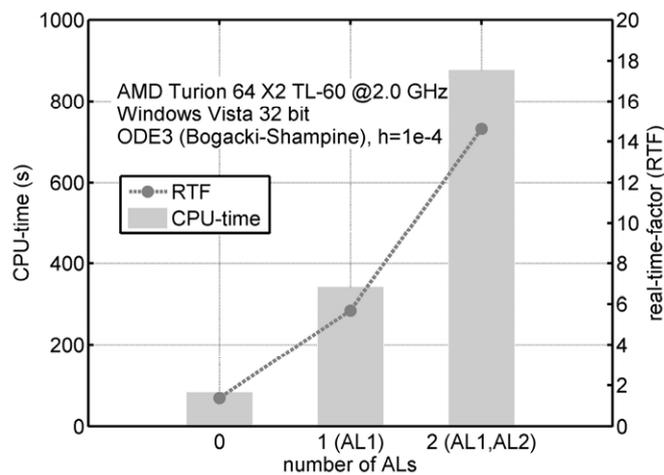


Bild 3-4: Laufzeit mit und ohne algebraische Schleifen

Zusammenfassung

Die programmseitige Umsetzung der entwickelten Modelle stellt vor dem Hintergrund der Wiederverwendbarkeit, der Plattformunabhängigkeit und der numerischen Charakteristika hohe Anforderungen an die Implementierung. Um diesen gerecht zu werden, weisen die vorgestellten Modelle aufeinander abgestimmte vektorielle Schnittstellengrößen auf und bieten durch die C-Codierung eine einfache Portabilität bei freier Wahl des Lösungsverfahrens. Damit wird die für den Anwender wichtige hohe Flexibilität in der Modellnutzung gewährleistet.

3.2 Modellvalidierung

Für die Modellanwendung und Verwertung der Simulationsergebnisse ist der Nachweis der Zuverlässigkeit sowie der Genauigkeitsgrenzen des abgebildeten Systems entscheidend. Dieser Nachweis kann durch eine Modellvalidierung erbracht werden. Unter Validierung wird nach ISO 9000 allgemein „die Bereitstellung eines objektiven Nachweises, dass die Anforderungen für einen spezifischen beabsichtigten Gebrauch oder eine spezifische beabsichtigte Anwendung erfüllt worden sind“ verstanden. Im Folgenden wird deshalb das simulierte dem gemessenen Betriebsverhalten des Dieselmotors gegenübergestellt. Der Fokus liegt auf dem Abgleich des stationären sowie transienten Verbrauchs- und Drehzahlverhaltens. Entsprechend der in VDI 3633 vorgeschlagenen Verifikationsverfahren für Simulationsmodelle werden am realen Motor

Betriebsmessungen mit Referenzlasten durchgeführt. Die Messungen erfolgen in Anlehnung an die einschlägigen Normen zur Leistungsvermessung von Dieselmotoren (vgl. **Tabelle 3-2**) am Antriebsstrangversuchsstand des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik (ILF) der TU Braunschweig.

| Norm / Richtlinie | ISO 1585 | SAE J1995 | ISO 14396 | ECE R120 | 97/68/EG bis 2005/13/EG | ECE R24 | 80/1269/EWG | SAE J1349 | OECD Code 2 |
|--------------------------------|----------|------------|------------|------------|-------------------------|------------|-------------|------------|---------------|
| Leistungsabnahme | S | S | S | S | S | S | S | S | PTO |
| Lüfter | x | - | - | - | - | x | x | x | x |
| Kühlwasserpumpe | x | - | x | x | x | x | x | x | x |
| Wasserkühler | x | - | - | - | x | x | x | x | x |
| Turbolader | x | x | x | x | x | x | x | x | x |
| Ladeluftkühler | x | x | x | x | x | x | x | x | x |
| Luftfilter | x | - | x | x | x | x | x | x | x |
| Auspuff | x | - | x | x | x | x | x | x | x |
| Einspritzpumpe | x | x | x | x | x | x | x | x | x |
| Zusatzaggregate | - | - | - | - | - | - | - | - | x |
| Leistung in % ISO 1585 =100 | 100 | ca. 115 | ca. 110 | ca. 110 | ca. 110 | ca. 105 | ca. 105 | ca. 100 | ca. 85- 90 |

S:= Schwungscheibe, PTO:= Zapfwelle

Tabelle 3-2: Leistungsmessung an Dieselmotoren, [Lam2006, Lan2005]

Der stationäre Versuchsstand besteht aus den drei Einheiten Dieselmotor, Getriebe und Belastungseinheit. Für die Messungen am 174 kW 6-Zylinder BF6M1013EC der Fa. Deutz mit 7,15 l Hubraum, Abgasturbolader und Ladeluftkühlung wird dem Motor über das Getriebe mithilfe der Belastungseinheit das Lastmoment aufgeprägt [Bli2008, Dei2009]. Es werden die in **Tabelle 3-3** dargestellten Verifikationsgrößen vorgegeben.

| Messgröße (Einheit) | Genauigkeit | Sensor, Prinzip |
|---------------------------|---|---|
| Drehmoment (Nm) | 0,5 % Full Scale (FS) 0,05 % FS ¹ | Eigenbau, Dehnmessstreifen (DMS) Fa. Magtrol, DMA-Messflansch ¹ |
| Kraftstoffverbrauch (l/h) | 0,5 % FS | Falltankbetrieb Fa. Pierburg, Verdrängerzähler |
| Drehzahl (rpm) | 0,5 % FS | Fa. Deutz, CAN (EDC) |
| Ladedruck (Pa) | 0,5 % FS | Fa. VDO |

¹Konfiguration nach Umbau des Versuchsstands

Tabelle 3-3: Messgrößen des Prüfstandes zur Motorverifikation

Das Drehmoment wird gemäß ISO 1585 an der Ersatzschwingmasse abgegriffen. Die Peripherieaggregate (Lüfter, Kühlwasserpumpe, STK-ATL) sind über Riementriebe oder Zahnradgetriebe mit der Kurbelwelle gekoppelt und werden mit angetrieben. Die Validierung wird für stationäre Betriebspunkte ebenso wie für transiente Betriebsintervalle durchgeführt.

3.2.1 Validierung, stationär

Nach 10-minütiger Warmlaufphase des Dieselmotors werden am Versuchsstand stationäre Betriebspunkte des Dieselmotors vermessen. Die Lastvariation erfolgt in 25 Nm-Schritten über die Verstellung der Belastungseinheit und des Getriebes im Bereich von $T_{ldg} = 0..750$ Nm. Die erforderliche Drehzahlvariation $n = 750..2200$ min⁻¹ wird dem aktivierten Alldrehzahlregler des Dieselmotors via CAN-Datentelegramm über die graphische ControlDesk-GUI des integrierten dSPACE-RCPT vorgegeben. Das Ergebnis besteht in einer Tabelle, die die vermessenen Betriebspunkte (OP) und den zugehörigen stationären Dieserverbrauch beinhaltet. OPs, die zum Ausgehen des Motors führen, werden mit einem Fehlerwert belegt und bleiben bei der stationären Verifikation unberücksichtigt.

Die gemessenen leistungsbezogenen Verbrauchswerte werden als Basiswerte für den Vergleich mit den simulativ ermittelten Größen verwendet. Die in der Simulation anzufahrenden Betriebspunkte werden skriptgesteuert, vergleichbar mit einem Batch-run, vorgegeben und nach Beendigung des Einschwingvorgangs automatisiert in ein sukzessiv vervollständigtes Kennfeld abgelegt. **Bild 3-5** zeigt schematisch die Vorgehensweise bei der Verifikation des Modells (a) sowie exemplarisch für die vermessenen Betriebspunkte die für den Vergleich berechneten Simulationsergebnisse (b).

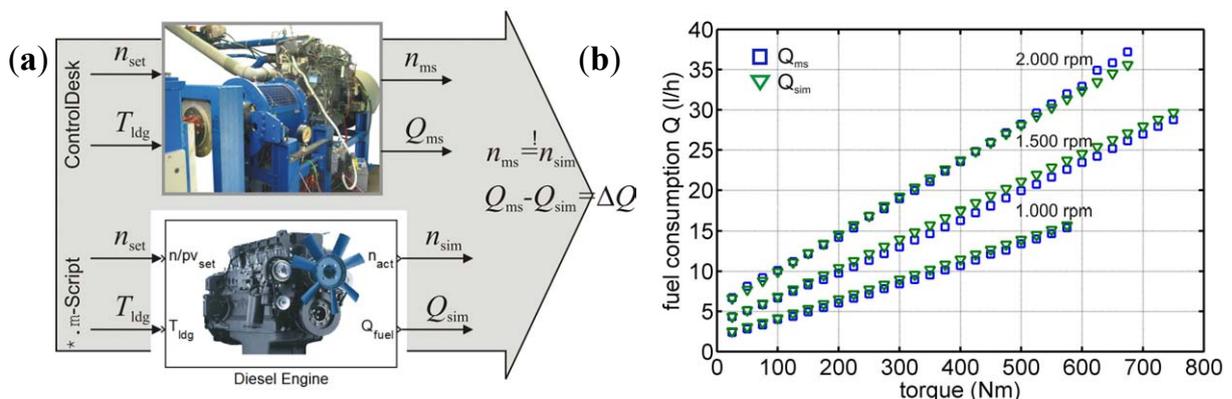


Bild 3-5: Stationäre Verifikation (a) Vorgehensweise (b) Betriebspunktvergleich

Verifikationsergebnisse

Das Ergebnis lässt sich in Form der Verbrauchskennfelder zusammenfassen und gegenüberstellen. **Bild 3-6 (a)** zeigt den simulierten spezifischen Verbrauch, während **(b)** die approximierte Dichte- sowie Verteilungsfunktion der Abweichung zwischen Messung und Simulation darstellt.

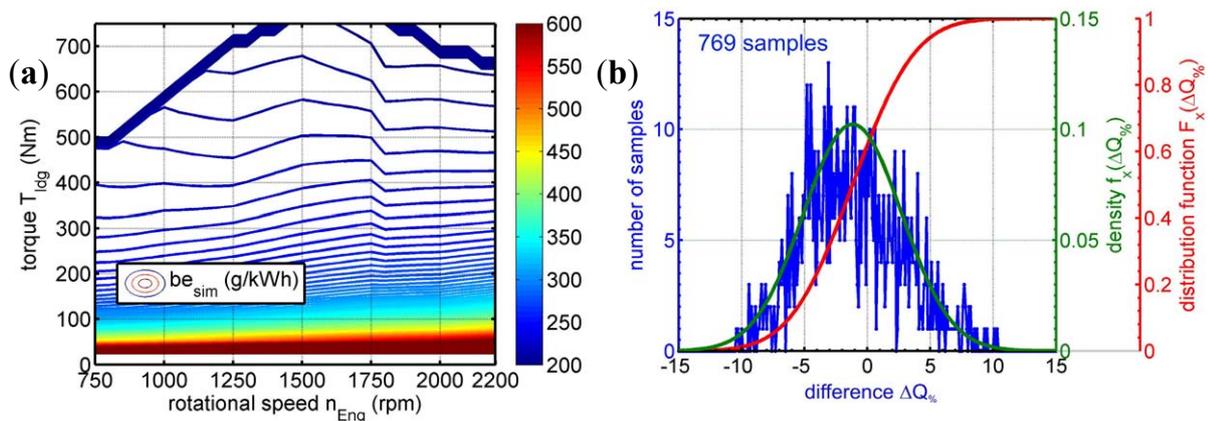


Bild 3-6: (a) Simulierter spezifischer Kraftstoffverbrauch (b) Verteilung der Abweichung zur Messung über dem gesamten Betriebsbereich

Die stationär erzielte Genauigkeit der Verbrauchssimulation liegt bei einer Modellparametrierung ohne Druckindizierung und Schleppversuch im Bereich von $\pm 10\%$. Die mittlere prozentuale Verbrauchsdifferenz $\Delta \bar{Q}_{\%}$ beträgt $-1,2\%$, mit einer Standardabweichung von $3,9\%$ und einer Varianz von $15,2\%$. Der Quartilsabstand beträgt $5,1\%$ mit einem 25% -Quantil von $-4,1\%$ Verbrauchsdifferenz zwischen Messung und Simulation.

Bewertung

Die Abweichung ergibt sich aus den Modellbildungsfehlern und dem Fehler 2. Art, der Überlagerung der Auswirkungen ungenauer Parameterwerte. Untersuchungen des Modells zeigen, dass der Abgasturbolader einen großen Einfluss auf die Zylinderfüllung, folglich auf den Wirkungsgrad und damit auf den für stationäre Betriebspunkte simulierten Verbrauch hat. Ein Ansatz zur Verbesserung des Modells bei gleichbleibender Abbildungstiefe des Hauptaggregats besteht in der genaueren Abbildung des Ladedrucks (mehr Stützstellen, keine Extrapolation) und in der Integration weiterer Nebenaggregate.

Die Abweichungen des simulierten stationären Verbrauchs sind systemimmanent, deterministisch und reproduzierbar, sodass für einen vorgegebenen Belastungsfall die simulierten Verbräuche verschiedener Maschinenkonzepte untereinander vergleichbar sind. Mittels statistischer Auswertung kann exemplarisch die Verteilung der Verbrauchsabweichung entlang der Betriebspunkte eines Arbeitszyklus einer mobilen Arbeitsmaschine bestimmt werden. **Bild 3-7** zeigt das Ergebnis dieser Betrachtung am Beispiel eines kurzen Y-Ladespiels eines Radladers. Dem Anwender muss bewusst sein, dass die Verbrauchsabbildung mittels Kennfeldmodell vergleichbaren Randbedingungen unterworfen ist.

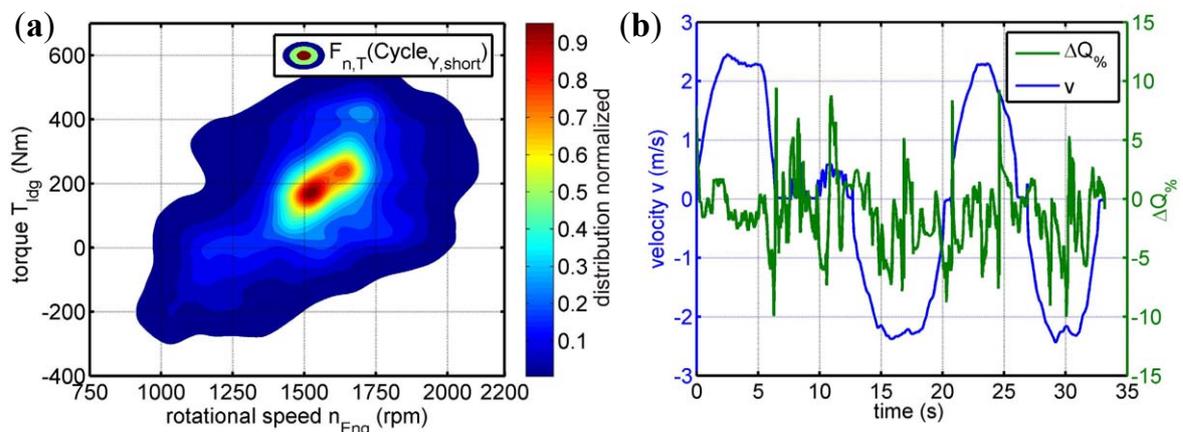


Bild 3-7: (a) Normierte bivariate Verteilungsfunktion der Motor-Betriebspunkte eines kurzen Y-Ladespiels (b) Zugehörige Dichtefunktion von $\Delta Q_{\%}$ entlang der Fahrgeschwindigkeit

Bei Unkenntnis eines vermessenen Kennfeldes für einen simulativ abzubildenden Dieselmotor kann das erstellte Modell für einen Effizienzvergleich verschiedener Gesamtmaschinenkonzepte eingesetzt werden. Bei Aussagen, die eine höhere Genauigkeit in der simulationsgestützten Verbrauchsbestimmung erfordern, wird empfohlen, den verfolgten Abbildungsansatz unter Inkaufnahme eines erhöhten Modellbildungs- und Parametrierungsaufwands gemäß der oben ausgewerteten Literatur weiter zu entwickeln.

Alternativ könnte auch der ähnlichkeitsbasierte Ansatz einer Skalierung eines als bekannt vorausgesetzten Referenz-Motorkennfeldes auf einen anderen Motor zielführend sein. Diese Vorgehensweise wird bereits zur Skalierung vermessener Kennfelder hydrostatischer Einheiten genutzt. Der Transfer der Methodik auf den Dieselmotor wurde im Rahmen der vorliegenden Ausarbeitung nicht durchgeführt. Entsprechende Ansätze sind nach dem derzeitigen Stand der Literatur unbekannt.

Aus den Ergebnissen der Modellbildung und Validierung für stationäre Betriebspunkte lassen sich folgende Hinweise für einen quasistationären simulationsgestützten Vergleich der Wirkungsgrade verschiedener alternativer Maschinenkonzepte ableiten:

- Die Vergleichsbasis sollte aus einem repräsentativen Kollektiv konzepttypischer Standardzyklen bestehen. Damit genügen die zeitliche Abfolge und die Verteilung der simulierten OPs mit hoher Wahrscheinlichkeit den real auftretenden Belastungsfällen. Aktuelle Ansätze hierzu finden sich in [Dei2009, Hub2010].
- Die stationäre Verteilungsfunktion der Wirkungsgradabweichung $F(\Delta\eta_{sta})$ der anhand reproduzierbarer (innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereichs) Messungen validierten Komponentenmodelle sollte bekannt sein. Damit kann für jede Komponente, in Abhängigkeit des durchfahrenen Lastzyklus, die zyklusspezifische Abweichungsverteilung bestimmt werden. Der Vergleich zweier berechneter Abweichungsverteilungen einer Komponente über zwei verschiedenen simulierten Belastungszyklen ermöglicht dann den Rückschluss auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander auf Komponentenbasis.
- Die stationäre Verteilung der Abweichung (additive Ermittlung aus den Einzelabweichungen innerhalb der gemeinsamen Komponentenbetriebsbereiche) des Gesamtmodells sollte bekannt sein. Damit kann die zyklusspezifische Abweichungsverteilung des Gesamtmodells bestimmt werden. Folglich kann eine Aussage zur Vergleichbarkeit alternativ zu untersuchender Konzepte bei der Vorgabe verschiedener Belastungszyklen für die Gesamtmaschine abgeleitet werden.

3.2.2 Validierung, dynamisch

Störgrößenverhalten

Für die dynamische Validierung des Störgrößenverhaltens werden dem Prüfstandsmotor bei unterschiedlichen Ausgangsdrehzahlen Belastungszyklen in Form von Drehmomentsprüngen unterschiedlicher Höhe aufgeprägt. Das Antwortverhalten des realen Systems wird durch Messung des Drehzahl- sowie Verbrauchsverlaufs erfasst. Analog zur Vorgehensweise bei der stationären Validierung erfolgt anschließend der Vergleich zwischen den Messschrieben und den in MATLAB/Simulink via „batch-run“ erzeugten Simulationen. Das Ergebnis wird durch Bestimmung des integrierten Verbrauchs quantifiziert. **Bild 3-8** illustriert beispielhaft die Gegenüberstellung einer Validationsmessung mit Simulationsdaten. Die Ausgangsdrehzahl n_{set} des drehzahl-

geregelten Aggregats beträgt 1.000 min^{-1} . Entlang der Messdauer wird der abgebildete stufenförmige Verlauf des Lastmoments T_{ldg} aufgeprägt. Die Schwingungen des idealisiert als Rechtecksprünge anzunehmenden aufgeprägten Lastmomentverlaufs ergeben sich aus den Rückwirkungen mit den Trägheitsmomenten des Triebstrangs am Prüfstand.

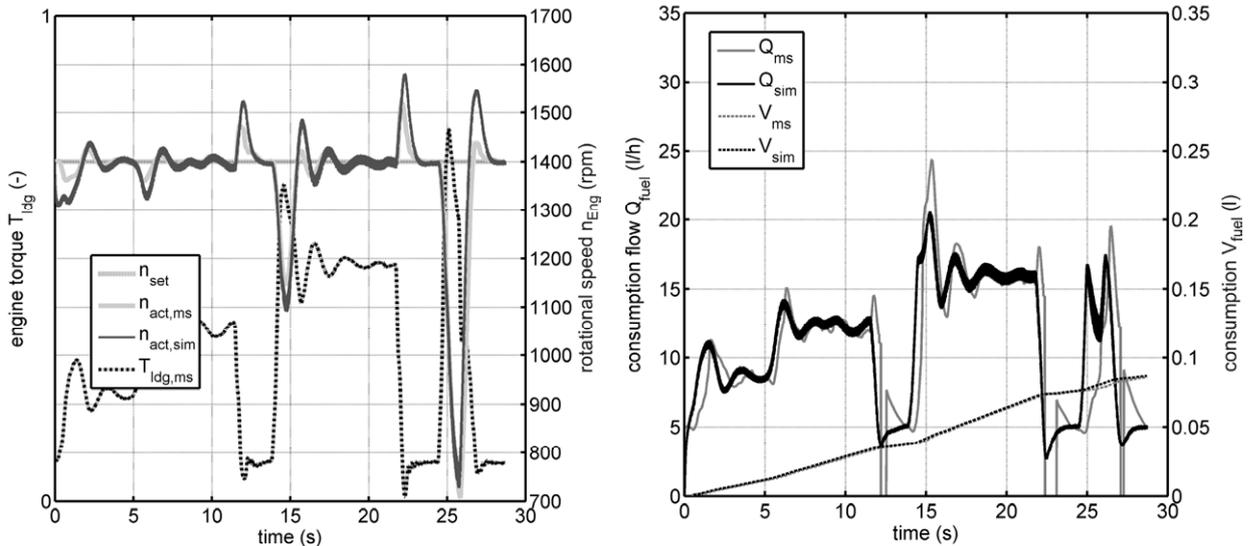


Bild 3-8: Validierung des Störgrößenverhaltens des Dieselmotormodells

Die gegenübergestellten Drehzahl- und Verbrauchswerte aus Simulation und Messung belegen, dass die Ausregeldynamik und der transiente Mehrverbrauch weitestgehend gleichlaufend sind. Der Effekt, dass bei einem hohen Lastmomentsprung die Dieselmotordrehzahl tief einbricht, da die EDC die Einspritzmenge an der Rauchgrenze abriegelt, ist modellseitig abbildbar. Dies kann bei der Entwicklung einer Motorbetriebsführung für das Energiemanagement einer mobilen Arbeitsmaschine berücksichtigt werden.

Führungsgrößenverhalten

Für die Validierung des Führungsgrößenverhaltens erfährt der weiterhin drehzahlge-regelte Motor rechteckförmige Änderungen der vorgegebenen Soll-drehzahl n_{set} . Bei einem positiven Sollwertsprung ($n_{set,2} > n_{set,1}$) zeichnet sich eine deutliche Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs ab. Durch die in **Abschnitt 2.2.3** beschriebene Vorsteuerung wird das Überschwingen der aktuellen Drehzahl n_{act} bei Erreichen von $n_{set,2}$ kompensiert. Bei einer negativen Führungsgrößenänderung ($n_{set,2} < n_{set,1}$) zeichnet sich die im

EDC-Modell aktivierte DT₁-Vorsteuerung in einer gemäßigten Annäherung der aktuellen Drehzahl an die neue Solldrehzahl ab. Ein Unterschwingen wird so unterbunden.

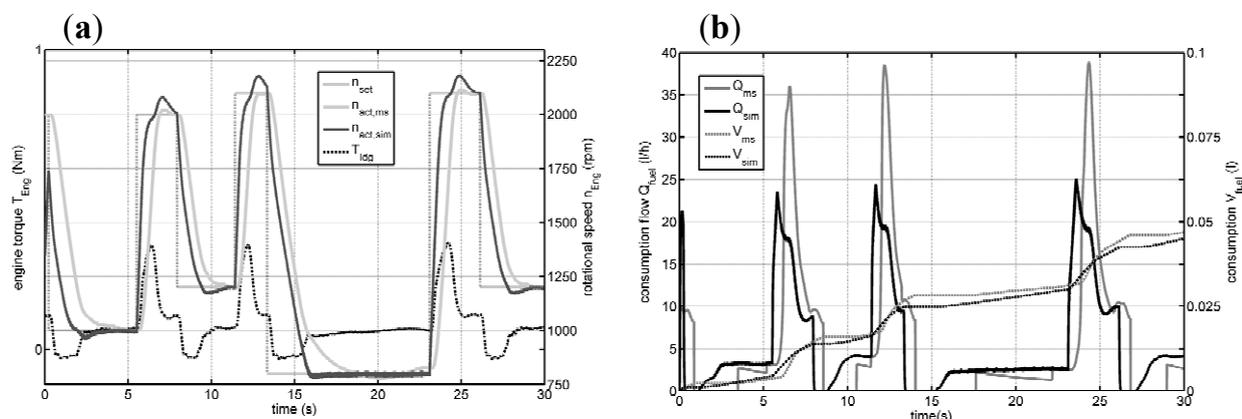


Bild 3-9: (a) Simulierter und gemessener Verbrauchs- und Drehzahlverlauf bei einem Führungsgrößenprung (b) Zugehörige Verbrauchsgegenüberstellung

Die Gegenüberstellung der simulierten und der gemessenen Drehzahl sowie des zugehörigen Kraftstoffverbrauchs ist in **Bild 3-9 (a)** und **(b)** veranschaulicht. Es sind offensichtliche Unterschiede im Anstiegs- sowie Abstiegsverhalten der Drehzahlen erkennbar. Der Grund hierfür liegt in der Überlagerung der Auswirkungen der überschlägig bestimmten Trägheiten der durch Parameterschätzung ermittelten Reglerwerte und der Vernachlässigung der im realen System verbauten Nebenaggregate. Die gezeigte Genauigkeit bildet den qualitativen transienten Verlauf ausreichend genau ab, um das Motormodell zur Untersuchung von Szenarien eines Gesamtenergiemanagements nutzen zu können.

Bewertung und Ausblick

Die dynamische Validierung des Dieselmotormodells zeigt, dass das dynamische Modell nach iterativer Parameteroptimierung das veränderte Verbrauchsverhalten in transienten Betriebsbereichen widerspiegeln kann. Wichtig für die Erhöhung der dynamischen Modellgenauigkeit ist einerseits die Erkenntnis, dass das transiente Verhalten des Dieselmotors in der vorgestellten Abbildungstiefe weitestgehend von der zugrunde gelegten Regelung abhängt; andererseits, dass die Modellgrenzen und die Abbildungstiefe trotz höherem Parametrierungsaufwand so weit gewählt werden müssen, dass die erforderlichen Dynamikeffekte abbildbar sind. Aus diesem Grund erscheint es zur Steigerung der Modellgenauigkeit sinnvoll, den auf die Abbildung des Steuergeräts gelegten Fokus beizubehalten und zu vertiefen.

Außerdem wird für das virtuelle Energiemanagement einer gesamten Maschine in Zukunft nicht nur die Abbildung des dynamischen Drehzahl- sowie Verbrauchsverhalten erforderlich sein, sondern in zunehmendem Maß die Integration der Abgasemissionen. Gerade in Betriebsphasen des Dieselmotors, in denen nicht nur der Wirkungsgrad vergleichsweise niedrig ist, sondern auch die entstehenden NO_x und ausgestoßenen Rußpartikelanteile sehr hoch sind, gilt es, den Motor durch eine optimierte Betriebsführung in bessere Betriebspunkte zu bringen. Deshalb sollte das beschriebene Dieselmotormodell vor dem Hintergrund einer diesel-elektrischen Hybridisierung um ein Abgasmodell erweitert werden. Ansätze hierzu finden sich in [Rin2002, Wen2006]. Nach derzeitiger Auffassung des Autors werden nur weiter detaillierte Dieselmotormodelle den zukünftigen Anforderungen an die Abbildungstiefe, die sich aus dem Energiemanagement der Gesamtmaschine ergeben, gerecht werden. Den damit einhergehenden höheren Parametrierungsaufwand wird eine noch engere Zusammenarbeit der Maschinen- und Dieselmotorhersteller decken können.

3.2.3 Vergleich quasistationäre und dynamische Modellierung

Für die Entscheidungsfindung, ob ein zur Laufzeit ressourcenschonenderes quasistationäres Kennfeldmodell oder aber der vorgestellte rechenzeitintensivere dynamische Modellierungsansatz verwendet werden soll, wird ein Vergleich beider Modelltypen angestrengt. Im Fokus stehen die ermittelbaren Unterschiede in der Verbrauchsrechnung über Führungs- oder Sollwertgrößensprüngen, wie sie in Zyklen mobiler Arbeitsmaschinen typischerweise auftreten [Dei2009, Rei2010]. Es gilt dabei aufzuzeigen, welches real vorhandene Optimierungspotenzial für ein Energiemanagement einer virtuellen mobilen Arbeitsmaschine durch die abgestimmte Regelung des Verbrennungsmotors bei der Einbindung eines vereinfachten Kennfeldmodells verborgen bleibt.

Grenzübergang zwischen quasistationärem und dynamischem Modell

Zur Betrachtung des Grenzübergangs eines einfachen quasistationären Kennfeldmodells und des dynamischen Ansatzes kann der Verlauf des aktuellen Kraftstoffverbrauchs bei einer Betriebspunktänderung beider Ansätze analysiert werden. In der folgenden Untersuchung wird stets ein Betriebspunkt OP_1 als stationärer Ausgangspunkt und ein weiterer OP_2 als gewünschter Endpunkt des transienten Betriebsbereichs vorgegeben.

I. Störgrößenprung

Zunächst wird untersucht, inwieweit sich die Simulationsergebnisse bei Verwendung eines quasistationären kennfeldbasierten Modells von denen bei Nutzung des vorgestellten dynamischen Modells im Falle des Aufschaltens eines Störgrößenprungs unterscheiden.

Die Analyse erfolgt am Beispiel eines Testszenarios: Zum Zeitpunkt $t_1 = 5\text{ s}$ befindet sich der Dieselmotor im Betriebspunkt $OP_1 = (1.750\text{ min}^{-1}, 75\text{ Nm})$. Durch Aufschalten eines Lastmomentsprungs der Höhe 565 Nm für $t > 5\text{ s}$ wird der Motor schlagartig belastet und wechselt auf eine höhere Leistungshyperbel.

In einem rein kennfeldbasierten stationären Modell erfolgt zeitgleich mit der Aufprägung des höheren Lastmoments die Verschiebung des aktuellen Betriebspunkts in den Punkt $OP_2 = (1.760\text{ min}^{-1}, 640\text{ Nm})$. Die Dieseldrehzahl verharrt im Ausgangspunkt, und die Einspritzmenge steigt sprunghaft von 20 mg auf 80 mg (**Bild 3-10 (a)** roter, strichlierter Pfeil), was einem Verbrauch von $7,36\text{ l/h}$ bzw. 30 l/h entspricht.

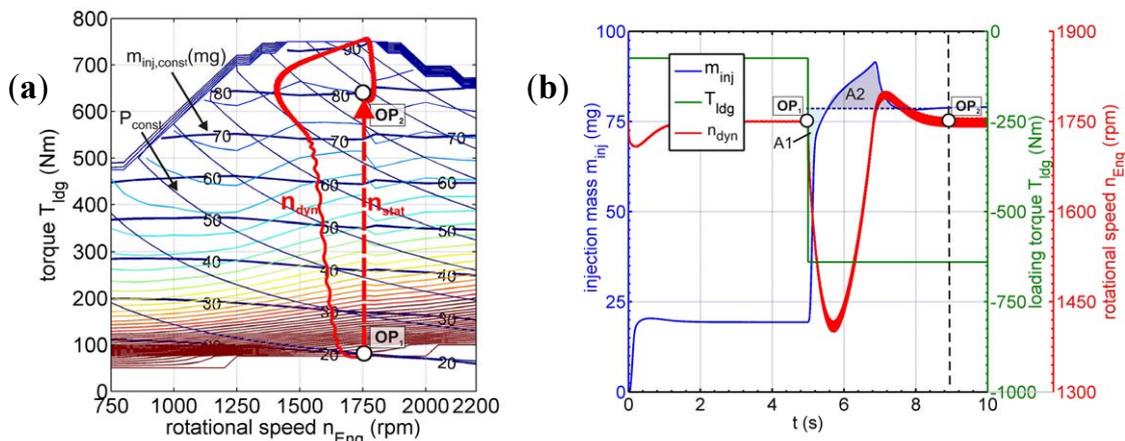


Bild 3-10: Betriebspunktänderung bei stationärer und dynamischer Betrachtung
(a) im Motorkennfeld **(b)** entlang der Zeit

Im Falle einer dynamischen Simulation führt der Lastsprung zu einer Drehzahldrückung (**(a)** und **(b)**, rote Linie) und folglich zu einer reglerseitig überhöhten Einspritzmengenvorgabe (**(b)** blaue Linie). Diese stellt die erforderliche Beschleunigung der Massenträgheiten des Motors sowie das Erreichen des neuen verbrauchsintensiveren Betriebspunkts OP_2 zum Zeitpunkt $t_2 = 9\text{ s}$ sicher.

Der Unterschied der einmal stationär oder aber dynamisch berechneten Verbräuche ergibt sich nach (3.1) aus der Differenz des dynamischen und des stationären Einspritzmengenintegrals, gewichtet mit den Drehzahlen der entsprechenden Zeitfenster.

$$\Delta V = \frac{z \cdot i}{\rho} \int_{t_1}^{t_2} (m_{inj,dyn} \cdot n_{dyn} - m_{inj,OP2} \cdot n_{OP2}) dt \quad (3.1)$$

Das Ergebnis zeigt, dass sich bei der Berechnung des Kraftstoffverbrauchs nach dem stationären Kennfeldmodell zwei Fehler additiv überlagern, die in ihrem Vorzeichen voneinander verschieden sind und sich deshalb tendenziell ausgleichen: Im stationären Modell kommt es zu keinem Drehzahleinbruch, sodass bereits mit Lastaufschaltung der stationäre Verbrauch des OP_2 anliegt, der sich allerdings bei dynamischer Betrachtung erst nach der Zeitdifferenz $\Delta t = t_2 - t_1$ dauerhaft einstellt. Das bedeutet einerseits, dass der Verbrauch im stationären Modell zu Beginn der Betriebspunktverschiebung zu hoch angesetzt wird.

Andererseits müssen im stationären Modell nicht die durch Drehzahlrückung mit geringerer Winkelgeschwindigkeit umlaufenden Trägheiten wieder auf die voreingestellte Anfangsdrehzahl beschleunigt werden, was im dynamischen Modell zu einem Mehrverbrauch führt. Das bedeutet, dass im stationären Modell gegen Ende der Betriebspunktänderung der Verbrauch fälschlicherweise zu niedrig angesetzt wird.

Der Zusammenhang geht aus **Bild 3-11** hervor, das die Kraftstoffverbrauchsvolumenströme für beide Modelle sowie deren integrierte Verläufe und deren Abweichung voneinander zeigt. Die Flächen $A1'$ und $A2'$ entsprechen den mit der zugehörigen Drehzahl gewichteten Flächen $A1$ bzw. $A2$ aus Bild 3-10.

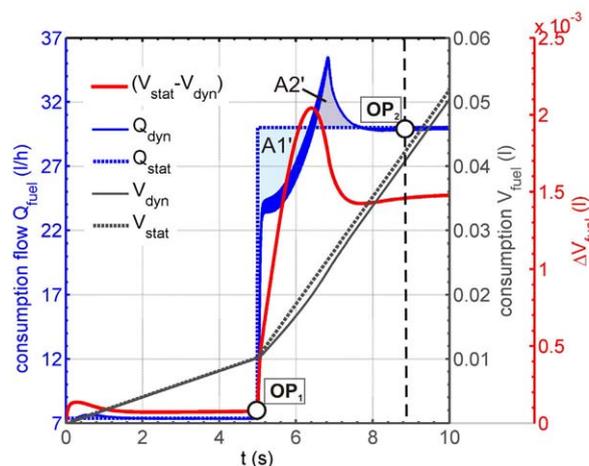


Bild 3-11: Vergleich des stationär und dynamisch simulierten Verbrauchs bei einer Betriebspunktänderung durch einen Lastmomentsprung

Das vom Motor im dynamischen Fall aktuell abgegebene Drehmoment T_{dyn} verhält sich proportional zu der momentan eingespritzten Kraftstoffmenge $m_{inj,dyn}$, aber wegen der thermodynamisch begründeten betriebspunktabhängigen Verluste nichtlinear. Die Differenz des durch die Höhe des Lastsprungs geforderten Drehmoments T_{ldg} und des bei reglerseitig vorgegebener Einspritzmenge aktuell vom Dieselmotor abgegebenen Drehmoments T_{dyn} ist die Ursache des beobachtbaren Drehzahleinbruchs. Der sich im vorliegenden 5 s-Szenario ergebende Verbrauchunterschied ΔV_{fuel} entspricht der Flächendifferenz aus A1'-A2' und beträgt 1,5 ml.

Der Übergang vom Kennfeldmodell auf das entwickelte dynamische Modell entsteht dann, wenn die Sprungzeit des Lastmoments gegen unendlich geht. Das ist gleichbedeutend mit infinitesimal kleinen Sprüngen, bei denen sich kein Unterschied zwischen der quasistationären Abbildung durch ein Kennfeld oder der dynamischen Betrachtung ergibt, vgl. (3.2).

$$\lim_{\Delta T_{ldg} \rightarrow 0} (Q_{dyn} - Q_{qstat}) = 0 \text{ oder } \lim_{\Delta T_{ldg} \gg 0, (t_2 - t_1) \rightarrow \infty} (Q_{dyn} - Q_{qstat}) = 0 \quad (3.2)$$

II. Führungsgrößensprung

Wie bereits bei der dynamischen Validierung dargestellt, reagiert das implementierte dynamische Dieselmotormodell bei positivem Soll Drehzahlsprung ebenfalls mit einer Verbrauchserhöhung.

Der Verbrauchsunterschied ΔV_{fuel} beider Ansätze über dem transienten Betriebsbereich lässt sich durch Integration der Differenz beider Verbrauchskurven bestimmen. Diese ist bei identischem Sollgrößensprung abhängig von der Größe des im OP_1 anliegenden Lastmoments, dem Motorträgheitsmoment und den Regelparametern. Allgemein gültig ist die Aussage, dass die Verbrauchsdifferenz mit infinitesimal kleinen Drehzahlsprüngen gegen 0 gehen muss, vgl. (3.3).

$$\lim_{\Delta n_{set} \rightarrow 0} (Q_{dyn} - Q_{qstat}) = 0 \text{ oder } \lim_{\Delta n_{set} \gg 0, (t_2 - t_1) \rightarrow \infty} (Q_{dyn} - Q_{qstat}) = 0 \quad (3.3)$$

Im Umkehrschluss lässt sich daraus ableiten, dass im Hinblick auf eine exakte Verbrauchsermittlung im Rahmen eines Ansatzes für ein Energiemanagement der Gesamtmaschine ein dynamischer Modellierungsansatz dann sinnvoll ist, wenn das Regelkonzept und der typische Maschinenzyklus eine Vielzahl relativ hoher Lastsprünge auf den Dieselmotor beinhaltet. Beispielsweise summiert sich im Fall eines 30 s-Y-

Radlader-Ladezyklus der Verbrauchsunterschied zwischen Kennfeldmodell und dynamischem Modell für die Betriebszeit von 1 h bei zweimaligem Inchen (Drehzahl-sprung) und zwei Lastspitzen (Einstecken ins Haufwerk, Betätigung der Arbeitshydrau-lik) mit Drehzahldrückung pro Zyklus auf bis zu 0,72 l. Das entspricht bei einem Verbrauch von 35 l/h einer Abweichung von 2 %.

4 Steuer- und Regelkonzepte in mobilen Arbeitsmaschinen

Im folgenden Abschnitt werden bestehende Ansätze zur Steuerung und Regelung mobiler Arbeitsmaschinen analysiert. Das Ziel der Untersuchung ist die Systematisierung und Hierarchiebildung der bereits applizierten Regelsysteme und -mechanismen der Maschinen aus Sicht des Bedieners. Hierarchisch untergeordnete Strukturen (Reglerkaskaden) bleiben unberücksichtigt. Die Ergebnisse der Untersuchung dienen als Basis für das in **Kapitel 5** herzuleitende Konzept eines dynamischen Gesamtmaschinenmanagements.

4.1 Komponentenebene

Zunächst werden Steuer- bzw. Regelmechanismen einzelner Komponenten und Baugruppen, die in die Arbeitsmaschinen integriert sind, vorgestellt. Die Zusammenhänge im Dieselmotor sind in den **Kapiteln 2** und **3** ausführlich dargestellt und werden, falls erforderlich, in die Betrachtung mit einbezogen. Im Anschluss erfolgt in **Abschnitt 4.2** die Untersuchung der Interaktion einzelner Teilsysteme innerhalb mobiler Arbeitsmaschinen anhand dreier ausgewählter Maschinenbeispiele.

4.1.1 Lenkanlage

Die Lenkanlage in Verbindung mit den Rädern und dem Rad-Bodenkontakt beeinflusst in longitudinalen Kurvenfahrtszenarien (zusätzliche Verluste durch Verspannung des Getriebes) sowie Querdynamiksznarien (Reifenverluste) die Verluste, die im Antriebsstrang einer Arbeitsmaschine entstehen. Bei Kurvenfahrten stellen sich aufgrund der ungleichen durchfahrenen Radien der einzelnen Räder (ausgeglichen durch Achsdifferential, Längsdifferential) und der verschiedenen wirksamen Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Schwerpunktgeschwindigkeit der Maschine, unterschiedliche Drehzahlen der Endantriebe ein. Die dabei auftretenden Verspannungen führen, im Vergleich zu einem geradeaus Longitudinalszenario, zu einer Verschiebung der Betriebspunkte von Radnabenplaneten, Lamellenbremsen und Differentialgetrieben. Das kann zu einem stark veränderten Verlustverhalten in einzelnen Komponenten, die im Leistungsfluss liegen, führen. Deshalb ist es bei der simulati-

onsgestützten Entwicklung von übergeordneten Regelkonzepten erforderlich, die Lenkanlage im Rahmen der verfügbaren Stellmöglichkeiten so zu beeinflussen, dass die assoziierten Verluste über einem typischen Lastspiel minimal ausfallen.

Die Ausführung heutiger Lenkanlagen richtet sich nach den geltenden gesetzlichen Bestimmungen. Die nationale Gesetzgebung schreibt die Betätigungsart der Fahrzeuglenkung in Abhängigkeit von der zulässigen Maximalgeschwindigkeit vor. Für Arbeitsmaschinen mit $v_{\max} < 50$ km/h genügt eine einkreisige und bei $v_{\max} < 62$ km/h eine zweikreisige hydrostatische Lenkanlage [Böt2008]. Bei höheren Maximalgeschwindigkeiten ist eine mechanische Lenkverbindung obligatorisch. Diese kann, wie es im PKW Standard ist, durch eine hydrostatische oder energiesparendere elektrische Hilfskraftlenkung (Electric-Power-Steering) unterstützt und durch eine Überlagerungslenkung geschwindigkeitsabhängig (Active-Front-Steering) in ihrem Verhalten beeinflusst werden [Wal2006].

In mobilen Arbeitsmaschinen werden verschiedene Anordnungen von Lenkanlagen unterschieden. Üblicherweise kommen Drehschemel-, Achsschenkel-, Allrad- (mit Hundegang) oder Knicklenkungen zum Einsatz [Böt2008]. Hierbei liegen die Drücke in den hydrostatischen Kreisen bei 50-150 bar.

Zur Darstellung der Steuer- sowie Regelmechanismen in der Lenkanlage einer mobilen Arbeitsmaschine wird beispielhaft die weit verbreitete, in die LS-Hydraulik integrierbare, hydrostatische Hilfskraftlenkung ohne mechanische Verbindung betrachtet [Mat2006]. Sie besteht aus der Lenkeinheit, einer LS-Verstellpumpe und einem Prioritätsventil.

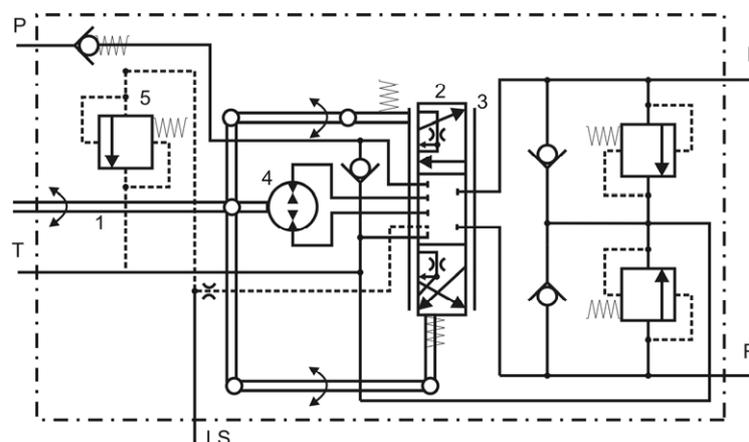


Bild 4-1: Lenkeinheit einer hydrostatischen Hilfskraftlenkung mit LS-Leitung, [Bos2007a]

In der Lenkeinheit (**Bild 4-1**) wird über die Lenksäule (1) der Steuerkolben (2) des Lenkventils in Drehschieberbauweise gegen das Ventilgehäuse (3) verdreht. Der freigegebene Volumenstrom des Pumpenanschlusses (P) wird über den Zahnringmotor (4) so lange zu den Lenkzylinderanschlüssen (L, R) gefördert, bis die federbelastete Ventilhülse der Schieberposition gefolgt ist (Folgekolbenprinzip). Das Vorsteuerventil (5) liefert das LS-Drucksignal (LS), das zur Steuerung des Prioritätsventils und der Verstellpumpe verwendet werden kann.

Die eigentliche Regelung in der Lenkanlage beschränkt sich auf die Differenzdruckregelung über dem Lenkventil. Wie in herkömmlichen LS-Systemen erfolgt der Abgleich zwischen der Δp -Vorgabe und dem über die LS-Feder verglichenen Istdruck. Stellgröße der Regelung ist die Prioritätsventilposition und der Verstellwinkel der LS-Pumpe.

Damit können die Lenkanlage mit der Möglichkeit der Einleitung eines Lenkradwinkels bzw. Lenkradmoments als Steller und die LS-Lenkeinheit mit dem Lenkzylinder sowie den Rädern als Strecke aufgefasst werden. Das System stellt eine Steuerung dar, die durch die Rückkopplung mit dem Fahrer zum Regelkreis geschlossen wird. Kommt es durch innere Störgrößen, wie unterschiedliche Öltemperaturen im Lenkkreis, oder äußere, wie Lenkschläge zu Kursabweichungen, müssen diese durch das Lenkverhalten des Fahrers ausgeglichen werden. Eine Rückführung des Lenkwinkels und ein Abgleich mit der Sollwertvorgabe des Fahrers an der Betätigungseinrichtung existiert nicht.

4.1.2 Bremsanlage

Nach [Bre2008] werden alle Einrichtungen, in denen sich der Bewegung eines Fahrzeuges entgegengesetzte Kräfte erzeugt werden, als Bremsen bezeichnet.

In mobilen Arbeitsmaschinen sind das in der Regel die Feststellbremse und die Betriebsbremse. Letztere kann zur Vermeidung erhöhten Verschleißes durch die Motorbremse entlastet werden. Die durch Kompressionsarbeit in Wärme umgesetzte Energie ist verloren. Deshalb werden im Rahmen des Fahrzeugenergiemanagements neue Ansätze entwickelt, die die Rekuperation (elektrisch, hydraulisch) der Bremsenergie ermöglichen. Die Regelmechanismen dieser sich in der Entwicklung befindlichen Konzepte, die lt. Definition als Bremse fungieren können, werden im weiteren Verlauf der Arbeit nicht betrachtet. Sie können aber in den in **Kapitel 5** entwickelten dynamischen Ansatz eines Gesamtmaschinenmanagements integriert werden.

Die herkömmliche Betriebsbremse in mobilen Arbeitsmaschinen wird vom Fahrer via Fußpedale betätigt und es erfolgt eine pneumatische, hydraulische oder elektrische Kraftübertragung. Trotz geringer Fahrgeschwindigkeiten ist die erforderliche Bremsleistung aufgrund der hohen zu verzögernden Fahrzeugmassen groß. Die überschüssige kinetische Energie wird zur Verzögerung der Maschine in der Betriebsbremse durch die Bremsarbeit in Wärme umgewandelt. Dabei kommen unterschiedliche konstruktive Formen von Radbremsen zum Einsatz, die sich wegen des Prinzips der Bremskraftentstehung und der Reibpartner in ihrem Bremsenkennwert unterscheiden. In mobilen Arbeitsmaschinen werden selten Trommelbremsen, aber trocken- oder ölgebadete Grauguss-Einscheibenbremsen sowie Lamellenbremsen eingesetzt. [Bos2003, Mey2004].

Der Aufbau einer Bremsanlage in mobilen Arbeitsmaschinen wird beispielhaft an einer typischen Traktorbremseanlage erläutert. Im Unterschied zu anderen Maschinen sind die Hinterräder nicht nur zusammen, sondern für das Lenkbremsen auch über zwei separate Pedale getrennt bremsbar. Bei Bremsenbetätigung wird der Allradantrieb eingekuppelt, sodass die Vorderräder durch die Bremswirkung der Hinterradbremsen ebenfalls verzögert werden.

Zu den Grundbestandteilen der Bremsanlagen mit üblichen Dauerdrücken von 50-150 bar zählen eine Servopumpe mit Tank für die Energieversorgung, die mit den Fußpedalen betätigbaren Hauptbremszylinder, die Bremsleitungen und die Radbremszylinder, die die Kraft über Hebel an die Bremsscheiben übertragen. Für ein fail-safe-Verhalten sind die oft elektrohydraulisch kontrollierten mechanisch betätigten Feststellbremsen so konzipiert, dass die Bremsscheiben bei stehendem Motor durch die Feder eines entlasteten Federspeichers an die Druckscheiben gepresst werden.

Im PKW- oder Nfz-Bereich gehören Regelsysteme wie das Anti-Blockier-System (ABS), die Anti-Schlupf-Regelung (ASR) und das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) zum Stand der Technik [Bos2003]: Das ABS verhindert das Blockieren eines Rads, indem es bei einer während des Verzögerungsvorgangs auftretenden hohen Drehzahldifferenz zwischen einzelnen Rädern den Bremsdruck im Bremszylinder des am langsamsten laufenden Rads reduziert. Die Funktionsweise eines einfachen ASR-Systems ist reziprok, sodass mit dem Überschreiten des Kraftschlussmaximums während eines Beschleunigungsvorgangs der Bremsdruck im Bremszylinder des durchdrehenden Rads erhöht und die Traktion wiederhergestellt wird. Das ESP kombiniert

und erweitert diese beiden Ansätze, indem es unter Verwendung zusätzlicher Fahrdynamikinformationen (Gierrate, Beschleunigung, Lenkwinkel) gezielt Bremsengriffe vornimmt, um die Fahrzeugstabilität zu erhalten.

Vergleichbare Systeme sind in mobilen Arbeitsmaschinen wenig verbreitet, werden aber mit steigenden Fahrgeschwindigkeiten weiter Einzug erhalten. Ein Beispiel hierfür ist das Traktor-ABS der Puma CVX-Baureihe der Fa. Case IH. Es transformiert den kompressorseitig zur Verfügung gestellten Luftdruck in einen zur Regelung der hydraulischen Betriebsbremse erforderlichen Druck [Cas2010]. Der für Traktoren der Fa. Fendt verfügbare Fahrstabilitätsregler (Fendt Stability Control, FSC) soll, vergleichbar mit der Funktionsweise eines ESP, die Nick-, Wank- oder Pendelbewegungen während des Bremsvorgangs reduzieren. Die Realisierung erfolgt aber nicht durch einen Eingriff in die Bremsanlage, sondern durch Variation der Dämpfung der Vorderachsfederung [Agc2010].

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die übergeordneten Steuermechanismen der Bremsanlage üblicherweise auf den Überdrehzahlschutz und die Möglichkeit des In-chens, wie sie in den Systemen bei Baumaschinen vorkommen, beschränkt sind.

4.1.3 Kühlanlage

Die Kühlanlage in mobilen Arbeitsmaschinen (vgl. **Bild 4-2**) hält die Kühlmedientemperatur der Maschine in Bereichen, die die Wärmeaufnahme der zu kühlenden Komponenten ermöglicht.

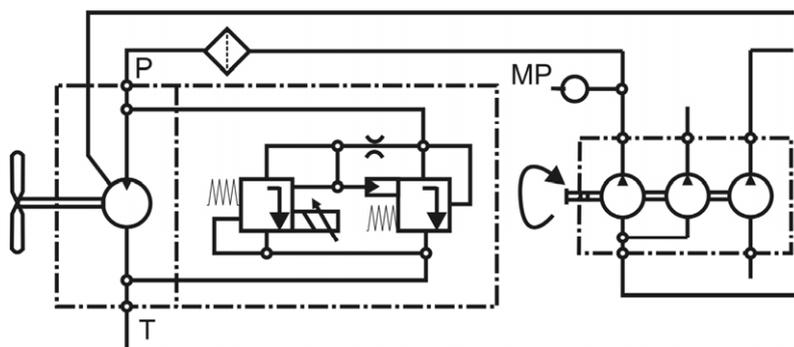


Bild 4-2: Schema des Lüfterantriebs im Radlader L550 der Fa. Liebherr, [Lie2009]

Sie umfasst für den Dieselmotor die Kühlmittel-, die Ladeluft- sowie die Kraftstoffkühlung und für das Getriebe sowie die Arbeitshydraulik die Getriebeöl- und Hydraulik-

likölkühlung. Da der Fahrtwind nicht ausreichend ist, wird der zur Kühlung erforderliche Luftstrom durch ein elektrisch oder hydraulisch angetriebenes Lüfterrad erzeugt. Zur Reinigung der Kühlanlage können reversierbare Lüfter die Lüfterschaufeln drehen, um einen Luftstrom entgegengesetzt zu der normalen Strömungsrichtung zu erzeugen. Die Drehzahl eines hydraulisch betriebenen Lüfterrads nach der abgebildeten Anordnung hängt von der antreibenden Dieselmotordrehzahl und der temperaturabhängigen Bestromung des elektro-hydraulisch ansteuerbaren Druckbegrenzungsventils ab.

Für die Einbeziehung in ein Gesamtmaschinenmanagement besteht demnach der Freiheitsgrad in der Ventilbestromung und damit der Drehzahlsteuerung des Lüftermotors. Bei gesteigerter Kühlmitteltemperatur kann beispielsweise bei Bergabfahrt die Leistung der Betriebsbremse oder des Retarders verringert werden, um die Lüfterleistung und damit die Kühlleistung zu erhöhen.

4.1.4 Fahrtrieb

Sowohl der Fahr- als auch der Arbeitsantrieb für mobile Arbeitsmaschinen lassen sich nach ihrer Struktur gliedern. Sie unterscheiden sich in der Art der Energieversorgung, dem Primärenergielieferanten, den Komponenten zur Energiewandlung und ihren Endverbrauchern. Eine Übersicht möglicher Antriebsstrukturen gibt **Bild 4-3**.

| Struktur / Funktion | Diesel-Mechanik | Diesel-Hydrostatik | Diesel-Elektrik | Batterie-Elektrik |
|-------------------------|--|--|---|--|
| Energie-reservoir | Kraftstoff-tank | Kraftstoff-tank Hydro-speicher | Kraftstoff-tank | Batterie Elektro-speicher |
| Primärenergie-lieferant | Diesel-motor | Diesel-motor | Diesel-motor | Elektromotor mit Leistungs-elektronik |
| Energie-wandlung | Wandler (Kupplung) | Hydro-pumpe | Generator | Hydro-pumpe |
| | | Ventil-steuerung | Leistungs-elektronik | Ventil-steuerung |
| Energie-verbraucher | Mechanisches Getriebe | Linear- / Rotations-motor | Elektro-motor | Linear- / Rotations-motor |
| Beispiel-maschine | Valtra Valmet 8050E  | Liebherr L550  | Liebherr T282  | Linde E35  |

Bild 4-3: Antriebsstrukturen mobiler Arbeitsmaschinen, in Anlehnung an [Bos2009b]

Für die weitere Betrachtung werden diesel-mechanische und diesel-hydrostatische Antriebsstrukturen berücksichtigt, da die darin verbauten Antriebskomponenten für die in **Kapitel 6** am Beispiel des L550 dargestellte Optimierung der Betriebsführung relevant sind.

Mechanische Getriebe

Mechanische Getriebe dienen der Wandlung und der Übertragung von Bewegungen und Kräften. Im Antriebsstrang mobiler Arbeitsmaschinen werden die übertragenen Drehmomente sowie die Drehrichtung und damit der Leistungsfluss gewandelt. Mechanische Getriebe können in Stufenlosgetriebe und Stufengetriebe unterteilt werden. Letztere untergliedern sich in nicht schaltbare, schaltbare und automatisiert betätigte Getriebe.

In einer Reihe von Maschinen werden die verschiedenen Ausprägungen mechanischer Getriebe kombiniert. In Traktoren mit rein mechanischem Fahrtrieb, wie beispielsweise dem Valmet Valtra 8050E, ist heute oft ein automatisiert betätigtes Teillastschaltgetriebe verbaut. Die zugkraftunterbrechungsfreie Schaltung der Lastschaltstufen erstreckt sich nur über den vorher durch manuelles Schalten gewählten Bereich [Val2005].

Ein Beispiel für ein vollautomatisiertes mechanisches Getriebe ist das in den Baureihen Ares und Axion verbaute Hexashift-Getriebe der Fa. Claas. Der Bediener wählt den gewünschten Gang und sowohl die Kupplungsbetätigung als auch das Schalten erfolgen dann automatisiert. Mit einer Schaltautomatik als Sonderausstattung wird das vollautomatisierte Getriebe zu einem Automatikgetriebe [Cla2010]. Einen guten Überblick über aktuelle mechanische Getriebestrukturen in Arbeitsmaschinen geben [Koh2008, Gei2009].

Je nach Automatisierungsgrad des Getriebes wird nach der hydraulischen Kupplungsbetätigung der Schaltvorgang durch unterschiedliche äußere Schaltelemente (Wählhebel, Armlehnenbedienung) angestoßen. Mittels mechanischer, mechanisch-hydraulischer oder mechanisch-elektrischer Übertragungselemente werden die inneren Schaltelemente (Schaltstangen, Synchronisierungen, Schaltklauen) für den Gangwechsel verstellt. Zur Erzeugung des Gleichlaufs verschiedener Wellen für den Einrückvorgang mit anschließendem Einkuppeln kommen in modernen Getrieben eine Vielzahl von Sensoren und Aktoren zum Einsatz.

Sofern Automatikgetriebe unberücksichtigt bleiben, ergibt sich auf höchster Ebene der in mobilen Arbeitsmaschinen verbauten mechanischen Getriebe mindestens ein Freiheitsgrad, der beeinflussbar ist. Er liegt in der Wahlmöglichkeit einer Schaltkonfiguration, die die aktuellen Drehmoment- und Geschwindigkeitsanforderungen des Fahrers erfüllt.

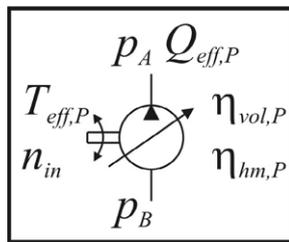
Hydrostatik

Im Fahrtrieb mobiler Arbeitsmaschinen kommen aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und der Möglichkeit einer unterbrechungsfreien Zugkraftübertragung häufig teil- sowie vollhydrostatische Getriebe zum Einsatz. Nach [Ren2004] werden sie strukturell nach den Charakteristika Art der Hubvoluminaverstellung (primär, sekundär, kombiniert), Integrationsgrad (Stufengetriebe) und konstruktives Gesamtkonzept (kompakt, aufgelöst) unterschieden. Die Basis aller abgeleiteten Getriebekonzepte besteht in der Regel aus einem geschlossenen hydrostatischen Kreis, in dem eine Verstellpumpe (Primärverstellung) einen Ölmotor mit konstantem oder verstellbarem Schluckvolumen antreibt. Die prinzipbedingten Verluste in einem hydrostatischen Getriebe gemäß obiger Strukturvarianten ergeben sich additiv aus den Verlusten in den Hydrostaten, den Leitungen sowie den Ventilen der Peripherie (Spülkreis, Stellventile) und der wahlweise integrierten Mechanik.

Verstellpumpe

Pumpen dienen in der Fluidtechnik der Umformung von mechanischer in hydraulische Energie. Sie werden nach der Art des Verdrängerprinzips in Zahnrad-, Flügelzellen- und Kolbenpumpen untergliedert. Aufgrund ihrer Robustheit und vergleichsweise niedrigen Kosten kommen in mobilen Arbeitsmaschinen überwiegend Außen- sowie Innenzahnradpumpen und Axialkolbenpumpen (Schrägachse, Schrägscheibe) zum Einsatz. Übliche Drücke im geschlossenen hydrostatischen Kreis des Fahrtriebs liegen im Bereich von 150-450 bar, die Drehzahlen zwischen 1.000 und 3.000 min^{-1} . Der effektive Volumenstrom $Q_{\text{eff},P}$ berechnet sich aus dem Produkt von Eingangsdrehzahl n_{in} , aktuellem Fördervolumen $V_p(\alpha)$ und volumetrischem Wirkungsgrad $\eta_{\text{vol},P}$ (4.1).

Das effektive Drehmoment $T_{eff,P}$ errechnet sich aus der anliegenden Druckdifferenz Δp und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{hm,P}$ nach (4.2).



$$Q_{eff,P} = n_{in} \cdot V_P(\alpha) \cdot \eta_{vol,P} \quad (4.1)$$

$$T_{eff,P} = \frac{\Delta p \cdot V_P(\alpha)}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{hm,P}} \quad (4.2)$$

Bild 4-4: Verstellpumpe

Zur Veränderung des Fördervolumens kann die Verstelleinrichtung der Pumpe auch manuell bedient werden, wird in mobilen Arbeitsmaschinen aber üblicherweise hydraulisch oder elektromotorisch angesprochen. Bei hydraulischer Verstellung wirkt ein Steuerdruck auf die Flächen eines Stellzylinders und beaufschlagt über mechanische Hebel die Verstelleinrichtung der Pumpe mit der Stellkraft. Dadurch wird proportional zur Steuerdruckdifferenz der Verstellwinkel verändert und das Fördervolumen der Einheit stufenlos variiert.

Für den Betrieb von Verstellpumpen bieten Hersteller verschiedene Komponentenreineinrichtungen an, vgl. [Bos2008].

- Druckregler: Der maximale Pumpenausgangsdruck wird innerhalb des Regelbereiches der Pumpe auf den stufenlos über ein Steuerventil einstellbaren Maximaldruck begrenzt (**Bild 4-5 (a)**).
- Volumenstromregler: Der von der Pumpe geförderte Volumenstrom innerhalb des Hydrauliksystems wird konstant gehalten (**b**).
- Leistungsregler: Bei gleichbleibender Antriebsdrehzahl wird das Aufnahmedrehmoment der Pumpe konstant gehalten, sodass die maximale Antriebsleistung nicht überschritten wird. Aus der Kopplung des Arbeitsdrucks mit der Pumpenverstellung (und damit dem Volumenstrom) wird die entsprechende Leistungshyperbel approximiert. Es handelt sich um eine Steuerkette mit Kraftabgleich (**c**).
- Drehzahlregelung: In Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl wird der Volumenstrom über einen Steuerdruck von minimal auf maximal verstellt. Für die Regelung des Förderstroms in Abhängigkeit der Dieselmotordrehzahl wird in Fahrtrieben mobiler Arbeitsmaschinen oft die Pumpe zusammen mit der Druckabschneidung, der Speise- sowie der Betriebsdruckbegrenzung und einer Speisepumpe in einer Verstelleinheit integriert.

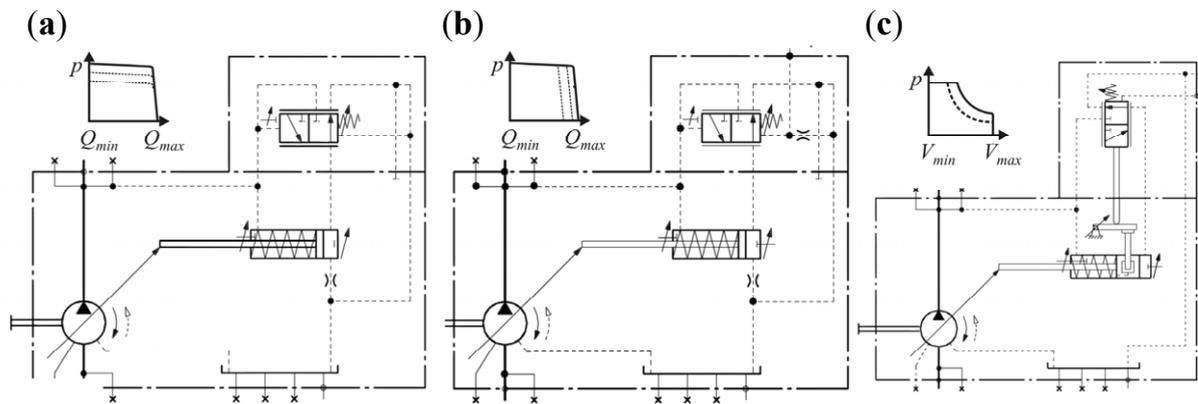


Bild 4-5: Elementare Regelungsarten einer Verstellpumpe, [Bos2008]

- **Grenzlastregelung:** Um in mobilen Arbeitsmaschinen das Absterben des Dieselmotors aufgrund einer zu hohen Leistungsforderung (Summenleistung aus Fahr- und Arbeitshydraulik) zu verhindern, wird die Forderung der Arbeitshydraulik priorisiert; die Fahrgeschwindigkeit sinkt. Hierfür erfasst ein Regelventil über eine Messblende das Überschreiten der maximal zugelassenen Motordrücke und induziert die Verringerung des Verstelldrucks am Verstellzylinder der Pumpe, was zu einem Zurückschwenken der Pumpe führt.

Verstellmotor

Verstellbare hydrostatische Rotationsmotoren dienen der Umformung von hydraulischer in mechanische Energie. Ihre Funktionsweise, Verdrängerprinzipien und Verstellmöglichkeiten entsprechen denen der Verstellpumpe. Der effektive Volumenstrom $Q_{eff,M}$ und das Effektivmoment $T_{eff,M}$ werden nach den Gleichungen (4.3, 4.4) berechnet.

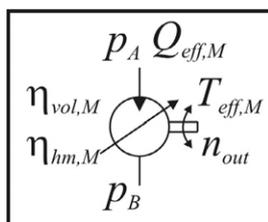


Bild 4-6: Verstellmotor

$$Q_{eff,M} = n_{in} \cdot V_M(\alpha) \cdot \frac{1}{\eta_{vol,M}} \quad (4.3)$$

$$T_{eff,M} = \frac{\Delta p \cdot V_M(\alpha)}{2\pi} \cdot \eta_{hm,M} \quad (4.4)$$

Die Steuerungs- und Regelungsarten heutiger Verstellmotoren in mobilen Arbeitsmaschinen werden beispielhaft an einem Axialkolben-Verstellmotor dargestellt, vgl.

[Bos2007b]. Der Motor ist zusammen mit den erforderlichen Steuer-, Regel- und Stelleinrichtungen in einem Gehäuse verbaut.

- **Steuerdruckabhängige Volumenstromsteuerung:** Die steuerdruckabhängige Verstellung ermöglicht die stufenlose Einstellung des Schluckvolumens proportional zum anliegendem Steuerdrucksignal.
- **Zweipunktsteuerung:** Durch Zu- oder Abschaltung des Steuerdrucks wird das Schluckvolumen entweder auf das minimale oder auf das als Maximum vorgegebene Volumen eingestellt.
- **Betriebsdruckabhängige Volumenstromsteuerung:** Das Schluckvolumen wird in Abhängigkeit des Betriebsdrucks eingestellt. Der intern gemessene Betriebsdruck wird mit dem einstellbaren Schwellenwert verglichen. Mit Erreichen des Schwellenwerts schwenkt der Motor mit steigendem Betriebsdruck in Richtung des maximalen Schluckvolumens.

4.1.5 Arbeitsantrieb

Die Energieversorgung der Arbeitshydraulik in mobilen Maschinen erfolgt in der Regel im offenen Kreislauf, der mit geringem Aufwand erweitert und angepasst werden kann. Der erforderliche Volumenstrom und Arbeitsdruck wird von Konstant- oder Verstellpumpen bereitgestellt, die gesteuert oder geregelt betrieben werden können. Übliche Dauerdrücke in der Arbeitshydraulik für landtechnische Anwendungen liegen im Bereich von 150-200 bar, in Baumaschinen bei bis zu 310 bar. Je nach Steuerungskonzept ergeben sich aus Sicht eines Maschinenmanagementsystems unterschiedliche Möglichkeiten, die Ansteuerung und Regelung der Arbeitshydraulik zu beeinflussen. Diese systembedingten Freiheitsgrade werden im Folgenden herausgearbeitet, um sie später in die gesamtheitliche Optimierung einzubeziehen.

Konstantstromsystem (Open-Center-System)

Die Grundschialtung des Konstantstromsystems (Open-Center-System) setzt sich aus einer Konstanteinheit, einem Maximaldruckventil und den seriell (Sperrschaltung) oder parallel angeordneten Verbrauchern inklusive ihrer Wegeventile zusammen. Im Neutralumlauf hängt der Wirkungsgrad des Systems nur vom Pumpenwirkungsgrad sowie den volumenstromabhängigen Druckverlusten in den Leitungen und Ventilen ab. Bei einer Leistungsanforderung eines Verbrauchers ergeben sich zusätzliche Verluste durch die Abdrosselung des bereitgestellten Überschussvolumenstroms am

Verbraucher auf das Druckniveau des Tanks. Die prinzipbedingten Verluste können durch die Konzepte des „Negative Control“ und des „Positive Control“ verringert werden [Mur2008].

Konstantdrucksystem (Closed-Center-System)

Im Konstantdrucksystem (Closed-Center-System) passt die Pumpe den Fördervolumenstrom an den geforderten Verbrauchervolumenstrom an. Das mittels Druckbegrenzungsventil mit einem Maximaldruck abgesicherte System hält ein konstantes Druckniveau.

In Neutralstellung (Center-Stellung) ist das Hauptwegeventil geschlossen, sodass die Pumpe bei Maximaldruck nur den Leckagestrom ausgleicht (Nullhubregelung). Bei anderer Ventilstellung verschwenkt die Pumpe so, dass der Summenvolumenstrom aller Verbraucher gefördert wird und der Systemdruck aufrecht erhalten wird.

Load-Sensing-System

Um die Systemverluste in der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen zu verringern, werden Differenzdruckregelungen, sogenannte Load-Sensing (LS)-Systeme aufgebaut [Mat2006]. Es gibt verschiedene Varianten von LS-Systemen, die aber alle demselben Funktionsprinzip genügen: Mithilfe einer Druckwaage wird die messblendenseitig eingestellte Druckdifferenz über dem LS-überwachten Teilsystem aufrechterhalten. Der Maximaldruck vor den Verbrauchern entspricht damit der Summe aus dem maximal erforderlichen Verbraucherdruck und dem LS-Druck. Bei Mehrverbrauchersystemen, die auf unterschiedlichen Druckniveaus arbeiten, kann die Lastabhängigkeit durch die Integration vor- oder nachgeschalteter Druckwaagen kompensiert werden. Detaillierte Informationen zu LS-Systemen, ihren verschiedenen Ausführungen und deren Weiterentwicklungen finden sich in [Mur2008].

4.2 Maschinenebene

In den folgenden Abschnitten des Kapitels werden drei Maschinenbeispiele mit für mobile Arbeitsmaschinen typischen Antrieben (Fahr-, Arbeitsantriebe) untersucht. Das Ziel der Analyse ist zum einen eine Übersichtsdarstellung der Hauptleistungsflüsse innerhalb der Maschinen. Zum anderen werden die hierarchisch höchsten Steuer- sowie Regelmechanismen und ihre Abhängigkeiten dargestellt. Die Ergebnisse bilden die Basis für den zu entwickelnden Ansatz eines Gesamtmaschinenmanagements.

Es werden ein Traktor mit mechanischem Getriebe und Open-Center-Arbeitshydraulik, ein Radlader mit hydrostatischem Fahrtrieb und LS-Arbeitshydraulik sowie ein Traktor mit hydrostatisch-mechanisch ausgangsseitig gekoppeltem Leistungsverzweigungsgetriebe und LS-/Power-Beyond-Arbeitshydraulik untersucht.

4.2.1 Valtra Valmet 8050E

Der Standardtraktor Valmet 8050 E der Fa. Valtra wird von einem wassergekühlten 6,6 l-Hubraum 6-Zylinder-Reihendieselmotor mit Direkteinspritzung angetrieben (Si-su 620 DSRE). Bei einer Nenndrehzahl von 2.200 min^{-1} beträgt die Leistungsabgabe 81 kW. Das maximale Drehmoment von 490 Nm wird bei 1.300 min^{-1} erreicht, was einem Drehmomentanstieg von 39 % entspricht.

Für den Vortrieb wird die Motorleistung über ein mechanisches 36/36-Zahnradgetriebe zum Abtrieb übertragen. Das mechanische Getriebe besteht aus einem elektrohydraulisch betätigten 3-stufigen Lastschaltgetriebe, dem DPS 650, drei Fahrbereichsübersetzungen und vier Getriebestufen für die Gangwahl. Die Kupplungen im Getriebe, die Zapfwellenbetätigung, die Differentialsperre sowie die Druckschmierung von Fahr- und Zapfwellengetriebe werden durch den mit 18 bar abgesicherten Niederdruckkreis gespeist.

Der Hochdruckkreis versorgt bei maximal 190 bar die Lenk- und Arbeitshydraulik. Beide Hydraulikkreise sind als OC-Konstantstromsysteme mit Parallelversorgung der Verbraucher ausgeführt und werden von zwei Konstantpumpen ($25 \text{ cm}^3/\text{U}$, $8 \text{ cm}^3/\text{U}$) in Tandembauweise gespeist. Die Hauptleistungspfade sind in **Bild 4-7** dargestellt.

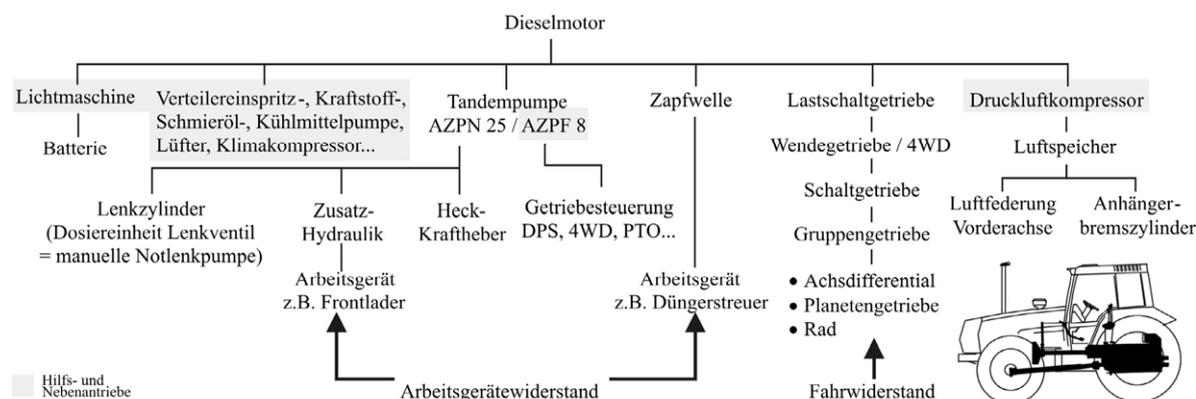


Bild 4-7: Leistungspfade im Traktor Valmet 8050 E

Das Ergebnis einer Analyse der Steuer- sowie Regelmechanismen des Valmet 8050 E mit elektronischem Kontrollsystem (ECS) der Version Autocontrol IV (AC IV) kann der nachfolgenden **Tabelle 4-1** entnommen werden.

Steuer- und Regelstrukturen der Teilsysteme

| Teilsystem | Regel- / Steuergröße | Regler / Steuergrößengeber | Messglied | Steller | Strecke | Störgröße |
|---------------------------|------------------------------------|---|--|---------------------------|----------------------------|---------------------------------------|
| Dieselmotor Sisu 620 DSRE | Motordrehzahl n_{VKM} | Fliehkraftregler | Regelfeder | Gaspedal, Regelstange | Einspritzsystem, Brennraum | Lastmoment |
| Lastschaltgetriebe (DPS) | Schaltsignal | ECS AC IV • n_{VKM} -abhängig • Δn_{VKM} -abhängig | Induktiver n_{VKM} -Sensor | Ventile, 3 DPS-Kupplungen | Getriebe | Lastmoment, Pedalwert |
| Lenkung | LS-Druck p_{LS} | LS-Lenkventil | LS-Regelfeder | Steuerkolben | Lenkzylinder | Lenkbewegung |
| Allrad (4WD) | Schaltsignal ON OFF | ECS AC IV Schlupfabhängig • $S_{VH} > 9\%$ • $S_{VH} < 2\%$ | Induktiver n_{VA} - und n_{HA} -Sensor $S_{VH} = (n_{VA} - n_{HA}) / n_{VA} $ | Ventile, Kupplung | Getriebe | Beschleunigung, Traktionsänderung |
| Differentialsperre | Schaltsignal ON OFF | ECS AC IV • $S_{LR} > 20\%$ • $\alpha_{Lenk} > 15^\circ $ • $v > 12$ km/h • Bremse: ON | Induktiver n_{HL} - und n_{HR} -Sensor, Näherungsschalter Winkelgeber $S_{LR} = (n_{HL} - n_{HR}) / n_{HL} $ | Ventile, Kupplung | Getriebe | Beschleunigung, Traktionsänderung |
| Fahrtrieb | Schlupf $S = (n_{HA} - n_0) / n_0$ | ECS AC IV | v-Radarsensor, Induktiver n_{HA} -Sensor | EHR4-Regelventil | Kraftheberzylinder | Bodenklasse, Gerätelast, Luftdruck... |
| Zapfwelle (PTO) | Schaltsignal OFF | ECS AC IV • $S_{PTO} > 4\%$ | n_{PTO} - und n_{VKM} -Sensor | Ventil, Rutschkupplung | PTO | PTO-Laständerung |
| Heck-Kraftheber | Position des Hubwerks | ECS AC IV | Kurvenscheiben-Induktivweggeber | EHR4-Regelventil | Kraftheberzylinder | Bodenklasse, Neigung |
| Heck-Kraftheber | Zugkraft | ECS AC IV | Lagerbolzen, magnetoelastischer Effekt | EHR4-Regelventil | Kraftheberzylinder | Bodenklasse |
| Vorderachs-federung | Position | Niveauregelventil | Niveauregelfeder | Positionsstange | Druckluftspeicher, Balg | Vorderachslast Anbaugerät |

Tabelle 4-1: Steuer- und Regelmechanismen im Traktor Valmet 8050E

Die Tabelle zeigt einerseits, dass es eine Vielzahl möglicher Stelleingriffe im Traktor gibt. Andererseits belegt sie, dass die Anzahl der theoretisch für eine Maschinenoptimierung ansteuerbaren Komponenten entweder durch leistungsflussimmanente Restriktionen (starre mechanische Kopplung) oder durch subsystemspezifische, von anderen Systemen autonom arbeitende (komplexe, oft kaskadierte) Regler stark begrenzt ist. Damit sind die Ansteuerungsmöglichkeiten, ohne in die komplexen Reglerstrukturen der einzelnen Teilsysteme eingreifen zu müssen, oft gering, aber durch die Auflösung bestehender Restriktionen potenziell erweiterbar.

4.2.2 Liebherr Radlader L550

Der Radlader L550 der Fa. Liebherr ist der elektrifizierte Nachfolger des L544. Er wird von einem elektronisch geregelten, wassergekühlten, 4-Zylinder-Reihenmotor mit 6,36 l-Hubraum, Abgasturboaufladung mit Pumpe-Leitung-Düse (PLD)-Direkteinspritzsystem mit 130 kW (ISO 9249) versorgt.

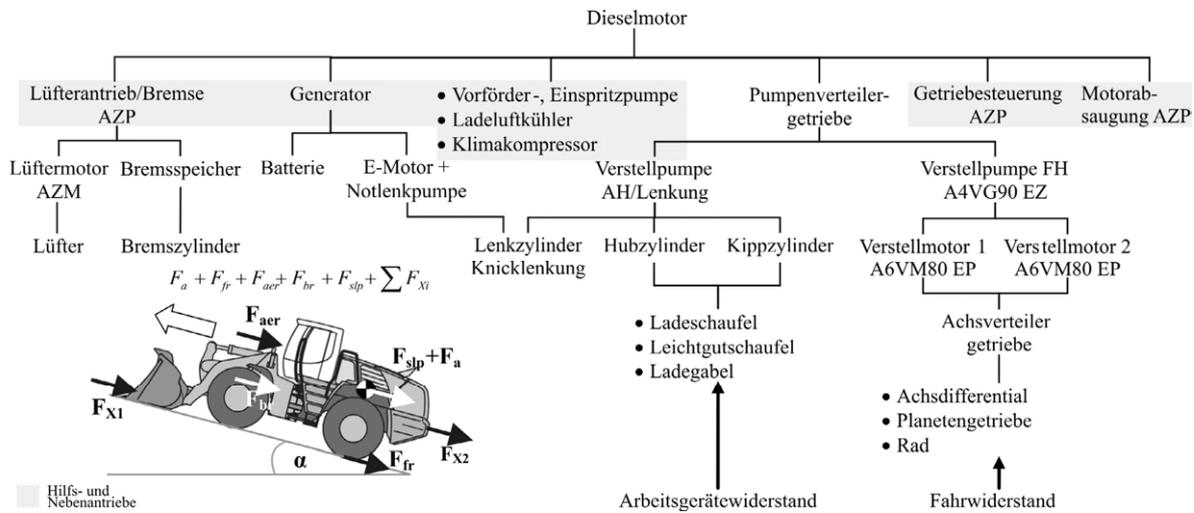


Bild 4-8: Hauptleistungspfade im Radlader L550

Die Motorleistung wird in einem einstufigen Stirnradgetriebe, dem Pumpenverteilergetriebe (PVG), gesplittet und auf die Verstellinheiten der Arbeitshydraulik bzw. Lenkung sowie des Fahrtriebs 2plus2[®] übertragen (**Bild 4-8**). Im volumenstromgekoppelten Fahrtrieb speist eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart (90 cm³/U) zwei parallele Schrägachsen-Verstellmotoren (80 cm³/U) und stellt bei maximal 430 bar Hochdruck über das Achsverteilergetriebe, einem 3-stufigen Lastschaltgetriebe, die Antriebsleistung zur Verfügung. Eine ebenfalls am PVG angeflanschte LS-Verstellpumpe versorgt prioritätsgesteuert die Lenkung und die Arbeitszylinder. Die Getriebesteuerung erfolgt elektrohydraulisch über ein Mastersteuergerät.

Steuer- und Regelstrukturen der Teilsysteme

| Teilsystem | Regel- / Steuergröße | Regler / Steuergrößengeber | Messglied | Steller | Strecke | Störgröße |
|-----------------------------|--------------------------------|----------------------------|---|--|---|---|
| Dieselmotor D934 S A6 | Motordrehzahl n_{VKM} | LH-ECU | Hallgeber Kurbelwelle | Injektoren | Einspritzsystem, Brennraum, ATL | Lastmoment |
| | Einspritzmenge | LH-ECU | Kühlmittel-, Diesel-Temperatursensoren, Membran-Ladeluftdruckgeber | Injektoren | Einspritzsystem, Brennraum, ATL | Lastmoment, Umgebungstemperatur, Geodät. Höhe |
| Lüfter | Drehzahl (gesteuert) | Master-ECU-Kennfeld | Widerstands-Temperatursensor Ladeluft, Öl, Kühlm., n_{VKM} -Hallgeber | Proportionalventil | Proportionalventil. Lüftertriebwerk | Temperaturänderung, Beschleunigung |
| FA-Motoren | Schwenkwinkel | Master-ECU | Drehzahlsensor | Proportionalventile | Stellzylinder, Triebwerk | Fahrgeschwindigkeitsänderung |
| FA-Pumpe | Schwenkwinkel (gesteuert) | Master-ECU | n_{VKM} -Hallgeber | Stellzylinder | Ventil, Stellzylinder, Triebwerk | Beschleunigung, Rückstellkraft |
| FA, AH | Grenzlast | Master-ECU | Hallgeber n_{VKM} | Stellzylinder FA und AH-Pumpe, Servostat | Fahrtrieb, Arbeitsgerät, Lenkung, Dieselmotor | Laständerung |
| AH-Pumpe | Leistung P_{max} | Hyperbel-Regler | Regelfeder | Regelhebel, Ventil, Stellzylinder | AH-Pumpe | Laständerung |
| | Arbeitsdruck | LS-Regelventil | LS-Regelfeder | Stellkolben AH-Pumpe | Ventil, AH-Pumpe | Laständerung, Lenkeinschlag |
| Bremse, Inchventil | Schwenkwinkel FA-Pumpe/Motoren | Master-ECU | Inchpedal-Winkelgeber | Stellzylinder | Pumpe/Motoren, Getriebe | Inchpedalbetätigung, Fahrwiderstand |
| Überdrehzahlenschutz | Dieselmotordrehzahl | Master-ECU | Drehzahlsensor | Magnetventil | Bremszylinder, Lamellenbremse | Hangabtriebskraft |
| Federung Hubgerüst | Systemsteifigkeit | Master-ECU | - | Stabilisierungsmodul | Leitungen, Hubgerüst | Bodenwellen, Hubwerksbetätigung |

Tabelle 4-2: Steuer- und Regelmechanismen im Radlader L550

Als übergeordnetes Konzept hat sich für den Fahrtrieb des Radladers die elektronische automatische Getriebesteuerung [Pfa2003] bewährt. Hierbei erfolgt die Winkelverstellung der beiden parallel geschalteten Verstellmotoren in Abhängigkeit der aktuellen Fahrgeschwindigkeit automatisiert. Hierfür ist im Mastersteuergerät ein Kennfeld hinterlegt, das in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit die Verstellung innerhalb der einzelnen Fahrbereiche vorgibt. Bei Aktivierung der hinterlegten Schaltstrategie veranlasst sie innerhalb jedes der drei Automatik-Fahrbereiche des Getriebes automatisiert den Gangwechsel. Die Pumpenverstellung erfolgt in Abhängigkeit des Steuerdrucks und der betriebsdruckbedingten Rückstellkräfte nach dem Prinzip der drehzahlabhängigen DA-Verstellung.

4.2.3 Fendt Traktor Vario 412

Der Vario 412 COM III der Fa. Fendt wird von einem wassergekühlten 4-Zylinder CR-Dieselmotor mit Vierventiltechnik, Abgasturboaufladung, Ladeluftkühlung und externer Abgasrückführung angetrieben. Der TCD 2012 der Fa. Deutz mit 4,04 l Hubraum liefert maximal 92 kW (bei 1.900 min⁻¹) und bei der Nenndrehzahl von 2.100 min⁻¹ 85 kW (ECE R24).

Die Dieselmotorleistung treibt über Riementriebe und Zahnradstufen die im Leistungsfluss liegenden Hilfs- sowie Nebenaggregate an. Sie dienen der Erfüllung aller für den parallel zum Arbeitsprozess ablaufenden Fahrbetrieb erforderlichen Funktionen. Im Hauptleistungspfad wird die Dieselmotorleistung über ein Planetenverteilergetriebe auf den hydraulischen sowie mechanischen Zweig aufgeteilt. Die Großwinkeleinheiten in Schrägachsenbauweise, eine Verstellpumpe mit 67 cm³ maximalem Fördervolumen sowie ein Verstellmotor mit 117 cm³ maximalem Schluckvolumen werden im Verbund verstellt. Die hydrostatisch sowie mechanisch übertragenen Leistungsanteile werden auf der Summierwelle zusammengeführt und über die Fahrbereichsschaltung sowie das Differential zum Endantrieb übertragen.

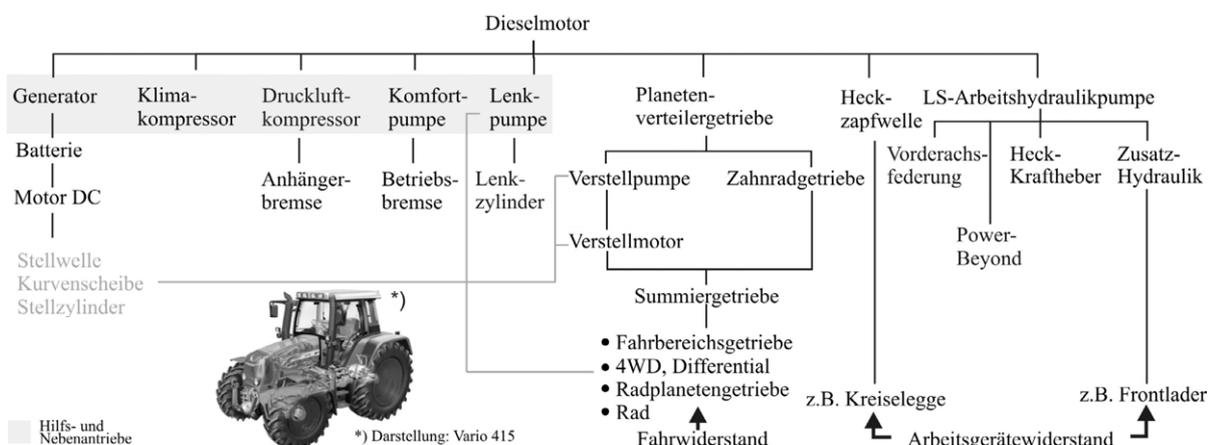


Bild 4-9: Leistungspfade im Traktor Vario 412

Neben der LS-Arbeitshydraulik kann für extern angeschlossene Zusatzhydraulik ein Volumenstrom am Power-Beyond-Anschluss abgegriffen werden. Das Lastsignal wird über die Lastmeldeleitung vom externen Verbraucher in die Maschine zurückgeführt.

Im Unterschied zu den beiden vorherigen untersuchten Maschinen verfügt der Fendt Vario 412 über ein hierarchisch übergeordnetes System, das Traktor Management

System (TMS). Es ermöglicht dem Fahrer die manuelle Auswahl einer von vier werksseitig vorgegebenen Betriebsstrategien für den Traktor:

Fahrstrategie 1

Die erste Betriebsstrategie ermöglicht dem Fahrer, den Dieselmotor sowie das Getriebe unabhängig voneinander zu bedienen, vgl. **Bild 4-10**. Über das Gaspedal (PV) wird dem Dieselmotor eine Einspritzmenge vorgegeben, die der Wunschbeschleunigung des Fahrers entspricht (Betriebsmodus 2, vgl. **Kapitel 2**). Mit dem Fahrhebel (JV1) wird die Getriebeübersetzung i_{set} kontinuierlich verändert, um die Fahrgeschwindigkeit anzupassen. Bei konstant angenommenem Fahrwiderstand hat der Fahrer somit zum einen die Wahl, kraftstoffsparend zu fahren. Hierfür stellt er eine kleine Übersetzung und ein niedriges Drehmoment ein. Zum anderen kann für eine leistungsorientierte Fahrweise am Dieselmotor ein hohes Drehmoment bei großer Übersetzung gewählt werden. Nicht dargestellt ist die (wie in vielen mobilen Arbeitsmaschinen) integrierte Grenzlastregelung, die den Dieselmotor bei einem zu hohem Summenlastmoment durch die Verringerung der Getriebeübersetzung im Fahrantrieb vor dem Absterben schützt.

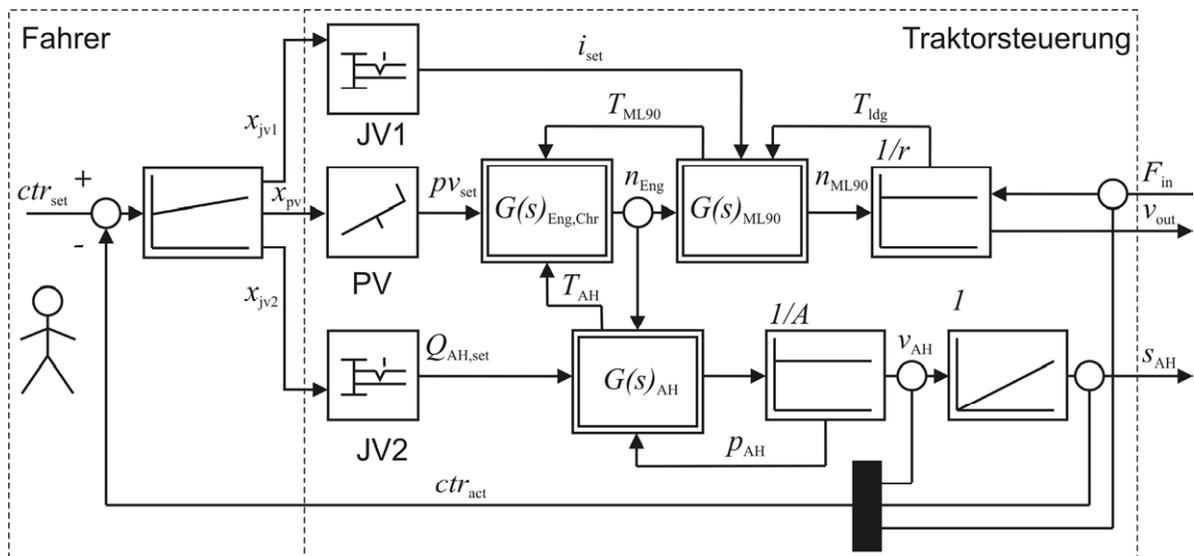


Bild 4-10: Betriebsstrategie 1 im Traktor Vario 412

Das über die Räder in den Antriebsstrang eingeleitete Lastmoment T_{ldg} wirkt über das Getriebe und die inverse Getriebeübersetzung in Form des Getriebemoments T_{ML90} auf

den Dieselmotor zurück. Dieser wird zusätzlich durch die manuell mit einem Joystick (**JV2**) bedienbare Arbeitshydraulik mit einem Drehmoment T_{AH} beaufschlagt.

Fahrstrategie 2

Bei Aktivierung der Fahrstrategie 2 bedient der Fahrer den Fahrtrieb des Traktors nur über das Gaspedal (**PV**), über (**JV2**) wird die Arbeitshydraulik angesteuert, vgl. **Bild 4-11**. Er gibt einen Geschwindigkeitswunsch v_{set} vor, aus dem mittels eines EDC-seitig hinterlegten Kennfelds die Motorsolldrehzahl n_{set} sowie die Sollgetriebeübersetzung i_{set} berechnet werden. Es besteht ein fester Zusammenhang zwischen Dieselmotordrehzahl und Getriebeübersetzung, vergleichbar mit dem Ansatz der automotiven Steuerung im L550. Für die Anpassung des Beschleunigungsverhaltens kann dieser Zusammenhang durch die Auswahl einer von vier Varianten vom Benutzer auf die Fahrsituation angepasst werden. Die Fahrstrategie bietet sich für Frontladerarbeiten an.

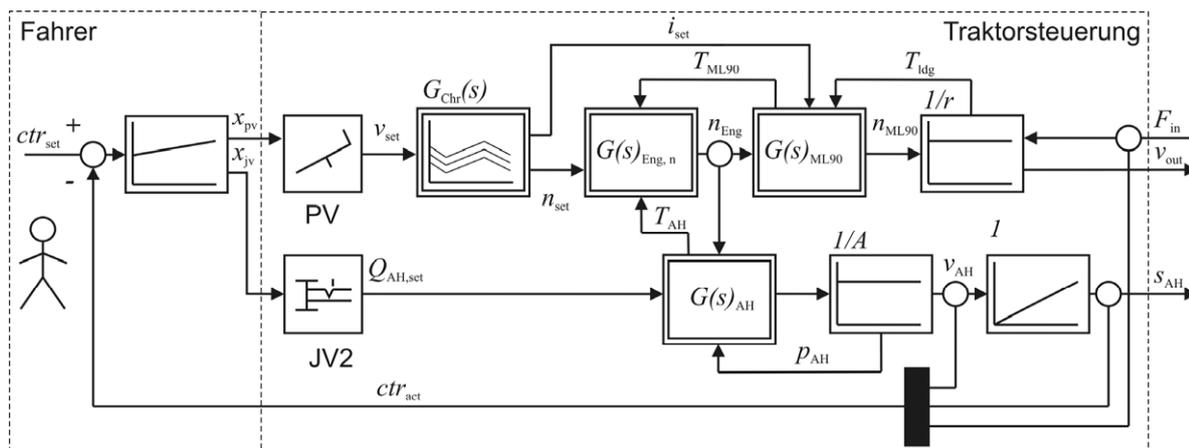


Bild 4-11: Betriebsstrategie 2 im Traktor Vario 412

Fahrstrategie 3 und 4

Bei Wahl der Fahrstrategie 3 gibt der Fahrer wie in Strategie 2 über das Gaspedal einen Geschwindigkeitswunsch als Führungsgröße vor. Die Ansteuerung des Dieselmotors sowie des Getriebes erfolgt automatisiert über das hinterlegte Kennfeld. In Erweiterung zur Strategie 2 wird zur Berechnung der Motorsolldrehzahl n_{set} sowie der Sollgetriebeübersetzung i_{set} das auf den Dieselmotor wirkende Summenlastmoment aller angetriebenen Teilsysteme in die Berechnung einbezogen.

Die Fahrstrategie 4 genügt denselben Wirkprinzipien wie die Fahrstrategie 3. Der einzige Unterschied liegt im Sollwertgeber, der bei Fahrstrategie 4 der Fahrhebel und

nicht wie in Strategie 3 das Gaspedal ist. Die Arbeitshydraulik wird ebenfalls über den Joystick JV2 angesteuert.

Zusammenfassung

Die untersuchten Maschinen weisen eine Vielzahl von Steuer- sowie Regelungsstrukturen auf. Diese sind auf der höchsten Hierarchieebene, der des Maschinenbedieners, teilweise gar nicht oder nur innerhalb der herstellerseitig vorgegebenen Grenzen beeinflussbar. Beispiele hierfür sind die beschriebenen teil- oder vollautomatisierten Verstellungen einzelner Systeme. Das ist im Liebherr Radlader L550 bei der Gangwahl in den Automatikfahrbereichen und im Fendt Vario 412 Traktor bei der Getriebe- bzw. Motorverstellung innerhalb der vorgegebenen Fahrstrategien der Fall.

Diese Ansätze für übergeordnete Regelungs- und damit Bedienkonzepte bieten dem Fahrer einen hohen Komfort bei einfacher Handhabbarkeit immer komplexerer Systeme. Zusätzlich profitieren die Fahrer von der langjährigen Erfahrung und dem in ausgiebigen Tests erworbenen Wissen der Herstellerfirmen, das sich in Form der in verschiedenen Strategien berücksichtigten Optimierung einzelner Betriebsgrößen (Verbrauch, Maximalleistung) widerspiegelt.

Maschinen werden aber nicht nur für die von den Herstellern erdachten Haupteinsatzszenarien, sondern für eine große Bandbreite anders gearterter Einsätze verwendet. Für diese, in ihren Ausprägungen ex ante unvorhersehbaren Szenarien weisen die fest hinterlegten Betriebsstrategien bisher keine Möglichkeit einer Autoadaptation auf. Deshalb wird im folgenden Kapitel ein weiterführender Ansatz, der vor dem Hintergrund einer stark begrenzten Anzahl möglicher Stelleingriffe die Basis eines umfassenden Gesamtmaschinenmanagements darstellt, entwickelt.

Hierbei stehen zwei Zielstellungen im Vordergrund: Erstens soll der Ansatz unter der Annahme eines bekannt angenommenen, aber frei wählbaren Lastzyklus durch Verstellung von Komponenten auf höchster Hierarchieebene (bzw. Veränderung der Sollwerte der unterlagerten Regelkreise) den Kraftstoffverbrauch minimieren.

Zweitens soll der Ansatz so erweiterbar sein, dass dynamische Effekte, die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad haben, bei der Findung einer optimalen Betriebsführung berücksichtigt werden können.

5 Optimierte Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen

Im vorliegenden Kapitel wird ein Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement vorgestellt, das bei einem extern vorgegebenen Belastungsprofil die Betriebsführung einer mobilen Arbeitsmaschine optimiert. Das Ziel der Optimierung ist es, den über dem abgefahrenen Belastungsprofil integrierten Kraftstoffverbrauch zu minimieren bzw. den Wirkungsgrad zu maximieren. Für die weitere Ausarbeitung gilt hierbei immer die Nebenbedingung, dass die Umschlagsleistung der Maschine erhalten bleibt. Dadurch werden ex ante Lösungen ausgeschlossen, die auch bei einem verminderten Kraftstoffverbrauch unwirtschaftlich sind oder den verringerten Verbrauch durch Einbußen in der Leistungsfähigkeit der Maschine erkaufen.

| Quelle | Fokus / Anwendungspotenzial | Umfang und Struktur |
|----------|--|--|
| Bac2005 | Dynamische Programmierung als Basis eines Prädiktivreglers für einen PKW-Parallelhybrid | Belmann-Optimierungsansatz für einen gleitenden Horizont |
| Bar2001 | Optimierung der Wirtschaftlichkeit (Verbrauch, Emission) von Antriebskonzepten | Einbeziehung Dieselmotor, mech. Getriebe, el. Motor, el. Leistungsverzweigung (Seriellhybrid) |
| Böt2005 | Leitlinienbasierte Geschwindigkeitsoptimierung eines Häckslers | Aufzeichnung der Leistungstrajektorie eines Schwaders, Lenkwinkel- und Antriebsregelung |
| Cla2010 | Durchsatzmaximierung eines Mähdreschers | Fahrgeschwindigkeitsadaption abh. von der Dieselmotorlast und Schichthöhe im Schrägförderer |
| For2007 | Antriebsstrangmanagement eines Hydraulikbaggers | Zyklusbasierte Stufung der Modeschaltung des Baggers, lastabhängige Dieseldrehzahleinstellung |
| Göh1997 | Kraftstoffminimierung im seriellen Verbrennungsmot.-el. Hybridantrieb | Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors als Betriebsstrategie |
| Gru2009 | Onlineoptimierung in einem PKW (Verbrennungsmot.-el. 2-Modi-Parallelhybrid) | Vergleich von heuristischer offline-, online- und kennfeldbasierter Betriebsstrategie |
| Wu2004 | Leistungsmanagement eines Verbrennungsmot.-hydrost. LVG-Hybrid-Lieferwagens | Erweiterung der Isoquantenabschnittsstrategie durch Regeln auf Basis der dyn. Programmierung |
| Lin2001 | Leistungsmanagement eines Verbrennungsmot.-el. LVG-Hybrid-Lastwagens | Erweiterung der Isoquantenabschnittsstrategie durch Regeln auf Basis der dyn. Programmierung |
| Joh2008 | Durchsatzmaximierung eines Mähdreschers | Fahrgeschwindigkeitsadaption abh. von der Dieselmotorlast und Dreschtrommelbelastung |
| Pis2007 | Optimierte Auslegung eines Ottomotors im Verbrennungsmot.-el. Hybridantriebsstrang (Parallel, LVG) | Parametrische Modelle, Q_{fuel} -Reduktion im NEFZ, faktorisierte Strategiemerkmale, Optimal-konzept im Parameterraum der Komponenten |
| Pis2010 | Verbrennungsmot.-el. Parallelhybrid (Stadtbus, Lieferwagen) | Zyklenspezifische Integration der Emissionswerte (NO_x , CO_2) und des Batteriewirkungsgrads |
| Rei2003 | Traktormanagementsystem zur Getriebe und Dieselmotorharmonisierung | Vorgabe von 4 kennfeldbasierten Betriebsstrategien für Maximalleistung, hohe Zugkraft, Transport |
| Sch2007b | Dieseldrehzahloptimierung durch Traktormanagementsystem | Traktor mit stufenlosem FA, Adaption der Dieseldrehzahl gemäß Leistungsforderung der AH |

Tabelle 5-1: Ansätze zur Optimierung der Betriebsführung

In Ergänzung zu bestehenden Ansätzen der **Tabelle 5.1** wird in der vorliegenden Arbeit die Basis geschaffen, um verschiedene Teilsysteme der Gesamtmaschine flexibel in die Optimierung integrieren zu können. Darüber hinaus werden die dynamischen Effekte bei der Verstellung einzelner Teilsysteme einbezogen, damit deren Auswirkungen bei der Findung einer optimalen Betriebsführung berücksichtigt werden können.

5.1 Grundlagen

Als Basis für die Darstellung des entwickelten Verfahrens werden in **Abschnitt 5.1** zunächst die im Weiteren verwendeten Begriffe Gesamtmaschinenmanagement, Betriebsstrategie und Betriebsführung definiert. Anschließend wird zur richtigen Einordnung der später mathematisch zu formulierenden Optimierungsaufgabe ein kurzer Überblick über verschiedene Problemklassen von Optimierungsaufgaben sowie deren Lösungsverfahren gegeben. Die **Abschnitte 5.2-5.5** beschreiben sukzessiv die Entwicklung des Optimierungsansatzes.

5.1.1 Definitionen

Verschiedene Hersteller mobiler Arbeitsmaschinen sowie ihre Teilsystem- und Komponentenlieferanten bieten auf dem Markt Systeme oder Ausstattungen an, die einen effizienten Betrieb der Maschinen im Fokus haben [Cla2010, Joh2008, Rei2003]. Daneben gibt es zahlreiche Forschungsprojekte, die sich mit der Optimierung der Betriebsführung in Fahrzeugen mit verschiedenartigen hybriden Antriebssystemen beschäftigen [Bac2005, Böt2005, For2007, Sch2007b]. Da es auf diesem Gebiet bisher keine einheitlichen Begriffsdefinitionen gibt, werden für die vorliegende Arbeit Definitionen mit allgemeingültigem Charakter eingeführt:

- **Gesamtmaschine (GM)**

umfasst alle leistungsrelevanten Komponenten, Baugruppen und Teilsysteme einer mobilen Arbeitsmaschine, die für die Erfüllung der Primäraufgaben der Maschine erforderlich und für deren Funktionsweise maßgeblich sind. Die konstruktive Ausführung der GM ist für die Optimierung der Betriebsführung von untergeordneter Bedeutung.

- **Gesamtmaschinenmanagement (GMM)**

bezeichnet im Folgenden die Summe aller Bausteine in Hardware oder Software, die zur geplanten Organisation der GM für die Erreichung einer vorgegebenen veränderlichen Zielstellung erforderlich ist. Idealerweise werden alle zielgrößenrelevanten Bilanzräume berücksichtigt und integriert.

- **Zielvorgabe**

wird durch den Bediener (extern) oder durch fixe Einstellungen des Herstellers (intern) vorgegeben und steuert damit das Verhalten der mobilen Arbeitsmaschine.

- **Betriebsstrategie**

bezeichnet die Methode zur Erreichung einer einstellbaren, jederzeit veränderbaren Zielvorgabe. Es werden der stationäre, der quasistationäre und der dynamische Ansatz unterschieden.

- **Betriebsführung**

beschreibt die konkrete Ausprägung einer Steuertrajektorie, die sich aus der Optimierung des GMMs entsprechend der gewählten Betriebsstrategie ergibt.

Einen Überblick der Definitionen gibt **Bild 5-1**.

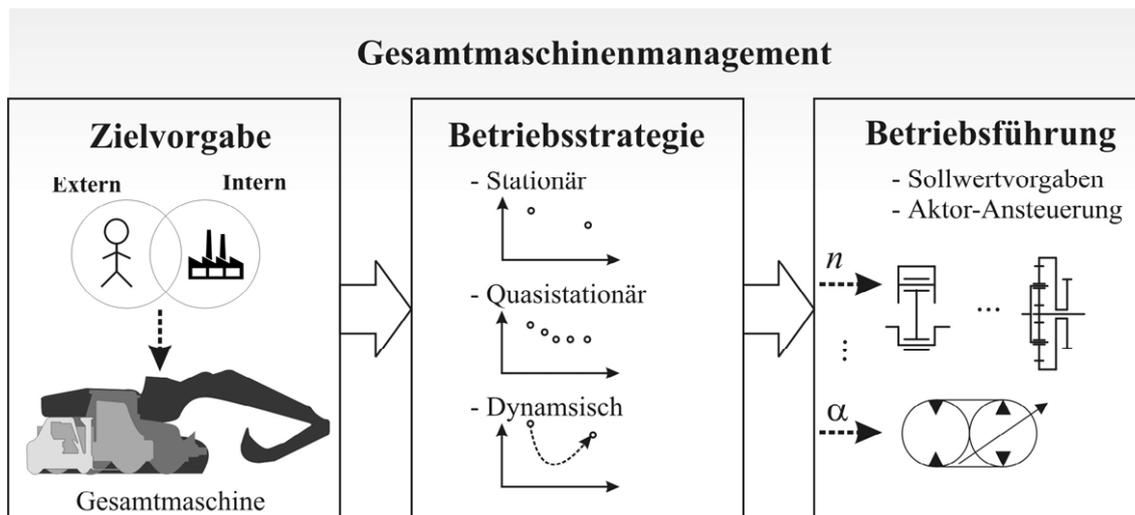


Bild 5-1: Struktur des Gesamtmaschinenmanagements

Da die Zielvorgabe einerseits durch den Maschinenbediener, andererseits durch die fixen Einstellungen des Herstellers beeinflusst wird, entstehen teilweise konkurrierende, indifferente oder im günstigsten Fall sogar komplementäre Forderungen. Das Lö-

sen der sich daraus ergebenden Optimierungsaufgabe erfordert ein methodisches Vorgehen, eine Betriebsstrategie, und führt damit zur Entwicklung einer Betriebsführung. Als Beispiel seien die Forderungen nach maximaler Zugkraft oder konstanter Fahrgeschwindigkeit genannt.

Beim stationären Ansatz der Betriebsstrategie erfolgt die Lösung der ganzheitlichen Optimierungsaufgabe für die aktuell anliegende Betriebssituation der GM. Vorhergehende sowie nachfolgend zu erwartende Betriebspunkte bleiben unberücksichtigt.

Beim quasistationären Ansatz der Betriebsstrategie werden die als bekannt vorausgesetzten vergangenen und zukünftigen Betriebspunkte mit einbezogen. Es wird von der Annahme einer vollständigen Information unter Sicherheit ausgegangen.

Beim dynamischen Ansatz der Betriebsstrategie werden nicht nur aufeinanderfolgende Betriebspunkte betrachtet, sondern es werden auch ihre Übergänge ineinander, das transiente Verhalten und die dynamischen Effekte der Verstellung von Komponenten auf den Wirkungsgrad der Maschine berücksichtigt.

Beispiele hierfür sind: Bei Vorgabe eines Führungsgrößensprungs muss der Mehrverbrauch bedingt durch die erforderliche Beschleunigung der Massenträgheit des Dieselmotors mit einbezogen werden. Bei hydrostatischen Kreisläufen müssen die Verstellenergien von Pumpe und Motor oder der Energiebedarf für den hochdruckseitigen Druckaufbau eingerechnet werden.

Nach der Wahl der Betriebsstrategie müssen bei der Entwicklung eines Modells zur Berechnung der Betriebsführung „Komponentenverhalten“ und „Optimierungshorizont“ (siehe dazu **Bild 5-2**) im Hinblick auf Stationarität und Dynamik beachtet werden. Der Zusammenhang ist in **Tabelle 5-1** dargestellt.

| Betriebsstrategie | Komponentenverhalten | | Optimierungshorizont | |
|-------------------|----------------------|-----------|----------------------|-----------|
| | stationär | dynamisch | statisch | dynamisch |
| Stationär | x | | x | |
| Quasistationär | x | | | x |
| Dynamisch | | x | | x |

Tabelle 5-1: Korrelation Betriebsstrategie und Modell zur Optimierung

5.1.2 Optimierung

Unter Optimierung wird der Versuch verstanden, unter gegebenen Randbedingungen für eine gegebene Zielsetzung ein bestmögliches Ergebnis zu erlangen. Beispielsweise kann das optimale Ergebnis darin bestehen, den Nutzen eines Prozesses zu maximieren oder einen Schaden (Ausschuss, Fehler, Ausfall, Zerstörung, Abfallprodukte) zu minimieren oder Verschwendung zu vermeiden [Neu1993].

Bezogen auf die Betriebsführung einer mobilen Arbeitsmaschine bedeutet das, den Gesamtwirkungsgrad zu maximieren oder den Kraftstoffverbrauch respektive die Leistungsverluste und damit die Betriebskosten zu minimieren.

Klassifikation von Optimierungsaufgaben

Optimierungsaufgaben können in Anlehnung an [Neu1993, Li2007] nach den Merkmalen Optimierungshorizont (Zeithorizont), Problemordnung, Zieldimension und Parameterprobabilität klassifiziert werden. Die Ausprägungen sind im nachfolgenden Polar-Diagramm (**Bild 5-2**) veranschaulicht.

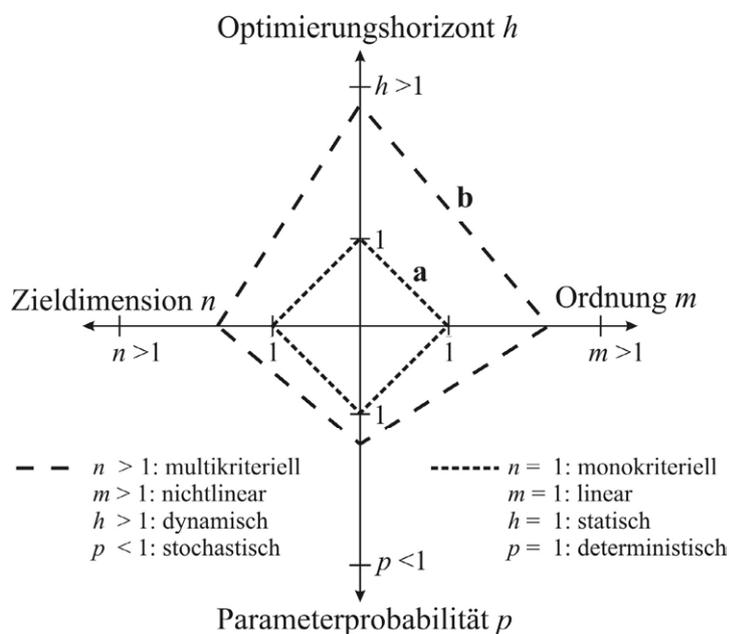


Bild 5-2: Klassifikation von Optimierungsaufgaben

Linie (a) steht für das Basisproblem des Operations Research (OR). Eine lineare deterministische Zielfunktion wird für einen einzelnen Betrachtungszeitpunkt optimiert. Linie (b) repräsentiert eine komplexe, multikriterielle, dynamische Optimierungs-

aufgabe mit nichtlinearer Zielfunktion und Nebenbedingungen sowie stochastischen Parametern. Die Dynamik berücksichtigt bei der Minimierung der Zielfunktion aufeinanderfolgende Stufen eines zeitlich ablaufenden Prozesses mit Rückkopplung, eine mehrstufige Entscheidungsfindung. Haben die dargestellten Merkmalsausprägungen den Wert 1, ist die Optimierungsaufgabe minimal. Je weiter die Werte von 1 abweichen, desto größer wird die eingeschlossene Fläche, folglich wird die Optimierungsaufgabe komplexer.

Für die verschiedenen Optimierungsaufgaben ist eine Reihe von Optimierungsverfahren zur Lösung verfügbar. Sie unterscheiden sich in ihrer Zeitkomplexität (Lösungsdauer) sowie Eignung (Zuverlässigkeit, Genauigkeit) für die einzelnen Problemklassen. **Bild 5-3** gibt einen Überblick über bekannte Optimierungsverfahren.

Die exakten Verfahren sind nur zur Lösung von Optimierungsaufgaben mit kleinen Suchräumen (Definitionsbereich der Zielfunktionsvariablen) geeignet, da sie im ungünstigsten Fall („worst-case“) eine exponentielle Laufzeit ($O(d^n)$ mit $d > 1$) aufweisen.

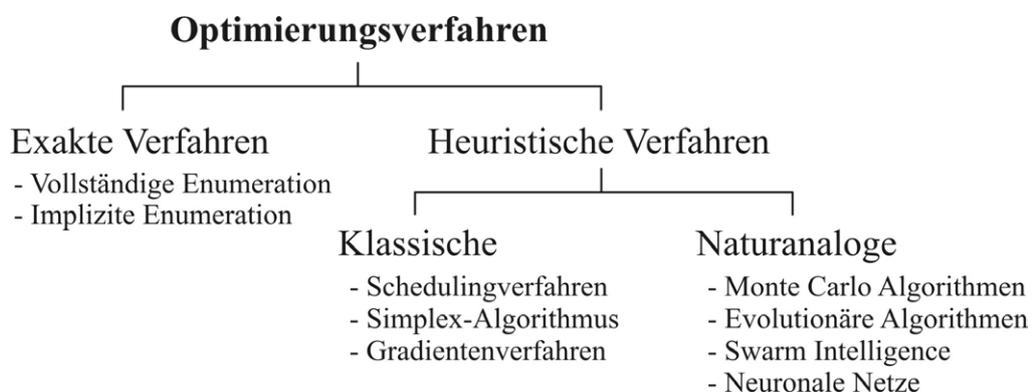


Bild 5-3: Optimierungsverfahren

Heuristische Verfahren eignen sich bei komplexen Problemstellungen zur Suche von guten, nahezu optimalen Lösungen in möglichst kurzer Zeit. Zum einen werden die klassischen Verfahren mit deterministischem Verhalten, zum anderen naturanaloge Verfahren mit stochastischem positivem Einfluss auf die Lösungsfindung eingesetzt, um eine Laufzeitreduktion zu erzielen. Dadurch wird die Auswahl des Startwerts erheblich vereinfacht und führt nicht zu einem Verfahrensabbruch in einem lokalen Minimum, bevor der globale Extremwert gefunden ist.

Informationen zur algorithmischen Umsetzung der Optimierungsverfahren und Anwendungsbeispiele finden sich in [Mic2004, Ind2008, Rio2008].

In den nachfolgenden **Abschnitten 5.2-5.4** werden die tabellarisch (Tabelle 5.1) dargestellten Betriebsstrategien vor dem Hintergrund der beschriebenen Grundlagen der Optimierung theoretisch erarbeitet und anhand ausgewählter Beispiele erläutert.

5.2 Stationärer Ansatz

Die entwickelte stationäre Betriebsstrategie verfolgt das Ziel, den Gesamtwirkungsgrad η_{tot} – das Produkt aller in die Optimierung einbezogenen Komponenten-, Baugruppen- oder Teilsystemwirkungsgrade – zu maximieren.

Für die Realisierung wird ein deterministischer statischer Optimierungsansatz gewählt. Zur mathematischen Definition der Optimierungsaufgabe müssen die Zielfunktion, der zulässige Bereich und ein Lösungsraum festgelegt werden. Das erfolgt zunächst allgemein. Im Anschluss werden verschiedene spezifische Teiloptimierungsaufgaben betrachtet und bis zum Ende des vorliegenden Abschnitts zum Gesamtansatz weiterentwickelt und gelöst.

Die Optimierungsaufgabe kann allgemein entsprechend (5.1) formuliert werden.

$$(SD) \begin{cases} \text{Min. } f(\bar{x}) \\ \text{s.t. } g_i(\bar{x}) \leq 0 \quad i = 1, \dots, m \\ \quad g_j(\bar{x}) = 0 \quad j = 1, \dots, n \\ \quad \bar{x} \in X \end{cases} \quad (5.1)$$

Es wird ein \bar{x}^* gesucht, das ein globales Minimum der Zielfunktion $f(\bar{x})$ ist. Die Lösung $\bar{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_d)^T$ muss die $(m+n)$ Nebenbedingungen erfüllen, also innerhalb des durch Ungleichungen und Gleichungen begrenzten zulässigen Bereichs X des Entscheidungsraums liegen.

Zur Übertragung der allgemeinen Formulierung auf das fluidmechatronische System der mobilen Arbeitsmaschine findet in einem „bottom-up“-Ansatz zunächst für einzelne Komponenten und daraus abgeleitet für ein komplexeres Gesamtsystem folgende Systematik Anwendung:

| | | | |
|-----------|--|-----------------------|--|
| S1 | Deklaration der Zielfunktion | | $f(\bar{x}, \bar{p})$ $\bar{x} \in X, \bar{p} \in P$ |
| S2 | Bestimmung von Parameter- und Entscheidungsraum (P, E) - Definition der Systemparameter - Definition leistungsrelevanter Schnittstellengrößen (n, T, p, Q) - Definition beeinflussbarer Systemgrößen (Verstellwinkel, Kupplungsstellung, Temperatur, Speicherzustände) | P E_1 E_2 | $d = E_1 + E_2 $ $E = (E_1 \cup E_2) \subseteq \mathfrak{R}^d$ |
| S3 | Bestimmung des zulässigen Bereichs X - Technologische Nebenbedingungen (Konstruktion, Dimensionierung, Auslegung) - Funktionale Nebenbedingungen (Zwangskopplung) - Externe Nebenbedingungen (Nachbarkomponenten, Bedienvorgabe, Reglervorgabe) - Initialisierung der Zielfunktion | | $X \subseteq E$ |
| S4 | Resultierende Freiheitsgrade (DOF) für die Optimierung | | $ DOF \subseteq X $ |

Tabelle 5-2: Systematik zur Formulierung der Optimierungsaufgabe

- Schritt **S1** deklariert die Zielfunktion $f(\bar{x}, \bar{p})$ in Abhängigkeit ihrer Optimierungsvariablen \bar{x} und Parameter \bar{p} .
- Schritt **S2** dient erstens der Abgrenzung des Parameterraums P und des Entscheidungsraums E . Die als Parameter vorgegebenen Größen \bar{p} sind frei wählbar, nach einmaliger Auswahl aber fix. Sie gehen deshalb als feste Werte in die Optimierung ein. Schritt **S2** dient zweitens der Festlegung des Entscheidungsraums E für die Variablen, die potenziell als Optimierungsvariablen in Frage kommen.
- Schritt **S3** beschränkt den Entscheidungsraum auf den zulässigen Bereich X , der die gleiche Dimension (Anzahl der Variablen) d bei geringerer Mächtigkeit hat. Damit stehen die Optimierungsvariablen \bar{x} , deren Werte so zu wählen sind, dass das Ergebnis der Zielfunktion $f(\bar{x}, \bar{p})$ minimal wird, fest.
- Schritt **S4** liefert als Ergebnis die verwendbaren Freiheitsgrade in den zulässigen Bereichen.

5.2.1 Einstufige Optimierung der Betriebsführung: Mechanik

Zahnradgetriebe, einstufig, nicht schaltbar

Durch ein einstufiges nicht schaltbares Zahnradgetriebe (Getriebestufe), für die weitere Betrachtung in der Ausführung einer Stirnradstufe angenommen, werden die Drehzahl n und das Drehmoment T entsprechend der Übersetzung i_{GS} gewandelt. Die Optimierung erfolgt gemäß der vorgestellten Systematik (Tabelle 5.2).

- **S1:** Das Ziel bei der Optimierung der Betriebsführung der Stirnradstufe ist die Maximierung des betriebspunktspezifischen Wirkungsgrads $\eta_{GS}(\bar{x}, \bar{p})$, was der Minimierung des dualen Problems $f(\bar{x}, \bar{p}) = 1 - \eta_{GS}(\bar{x}, \bar{p})$ und damit der Verluste entspricht.
- **S2:** Der Wirkungsgrad der Stirnradstufe hängt von einer Reihe auslegungs- sowie konstruktionsspezifischer Parameter ab, die den Parameterraum P aufspannen. Eine Übersicht über die Parameter geben [Rei1990, Koh2008]. Die leistungsrelevanten Schnittstellengrößen (E_1) des Entscheidungsraums E sind die Drehzahl n und das übertragene Drehmoment T . Andere Zustandsgrößen wie die Ölviskosität, die Öltemperatur und der Ölstand im Gehäuse können ebenfalls in den Entscheidungsraum integriert werden (E_2). Das ist erforderlich, wenn sie während des Betriebs zur Wirkungsgraderhöhung in der Stirnradstufe beeinflusst werden sollen. Für die weitere Betrachtung wird der minimale Entscheidungsraum $E = E_1 \subseteq \mathbb{R}^2$ festgelegt.
- **S3:** Die ausgeführten Geometrien, verbauten Lager und verwendeten Werk- sowie Schmierstoffe der Stirnradstufe setzen dem maximal über die Zahnradpaarung übertragbaren Drehmoment sowie der maximalen Betriebsdrehzahl technische Grenzen. Sie werden unter Einhaltung eines Sicherheitsfaktors von den Herstellern als der zulässige Betriebsbereich der Stirnradstufe angegeben. Diese technologischen Nebenbedingungen gehen in die Optimierung als Grenzen des zulässigen Bereichs X ein.

Bei isolierter Betrachtung einer Getriebestufe ist die Berücksichtigung funktionaler und externer Nebenbedingungen, die sich durch Zwangskopplung zu benachbarten Komponenten sowie übergeordnete Regel-/Steuermechanismen ergeben, nicht erforderlich. Die initialisierte Zielfunktion lautet (5.2).

$$f(\bar{x}, \bar{p}) = 1 - \eta_{GS}(n, T, \bar{p}) \quad (5.2)$$

- **S4:** Im Fall einer Forderung nach einer vorgegebenen Abtriebsleistung P_{out} ist $DOF = 1$. P_{out} berechnet sich aus dem Produkt der inversen Getriebeübersetzung i_{GS}^{-1} multipliziert mit der Eingangsdrehzahl n_{in} und dem Ausgangsdrehmoment T_{out} nach $P_{out} = 2\pi \cdot n_{in} \cdot i_{GS}^{-1} \cdot T_{out}$. Im üblichen Fall einer Drehzahlforderung am Abtrieb beträgt die Zahl der Freiheitsgrade Null ($DOF = 0$), eine Optimierung ist nicht möglich.

Bild 5-4 veranschaulicht den Wirkungsgradverlauf einer Stirnradstufe exemplarisch an einer Zahnradpaarung im Gruppengetriebe des Valmet 8050E. Er ist nach den Gleichungen in [Koh2008] berechnet und auf eine maximale Ausgangsleistung von 80 kW beschränkt, woraus sich die hyperbelförmige Bereichsbegrenzung ergibt. Im Schnittpunkt **OP₁** der zwei eingezeichneten Ebenen ($n_{out} = 1.000 \text{ min}^{-1}$, $T_{out} = 500 \text{ Nm}$) mit der interpolierten Wirkungsgradoberfläche liegt eine Abtriebsleistung von 52,36 kW an.

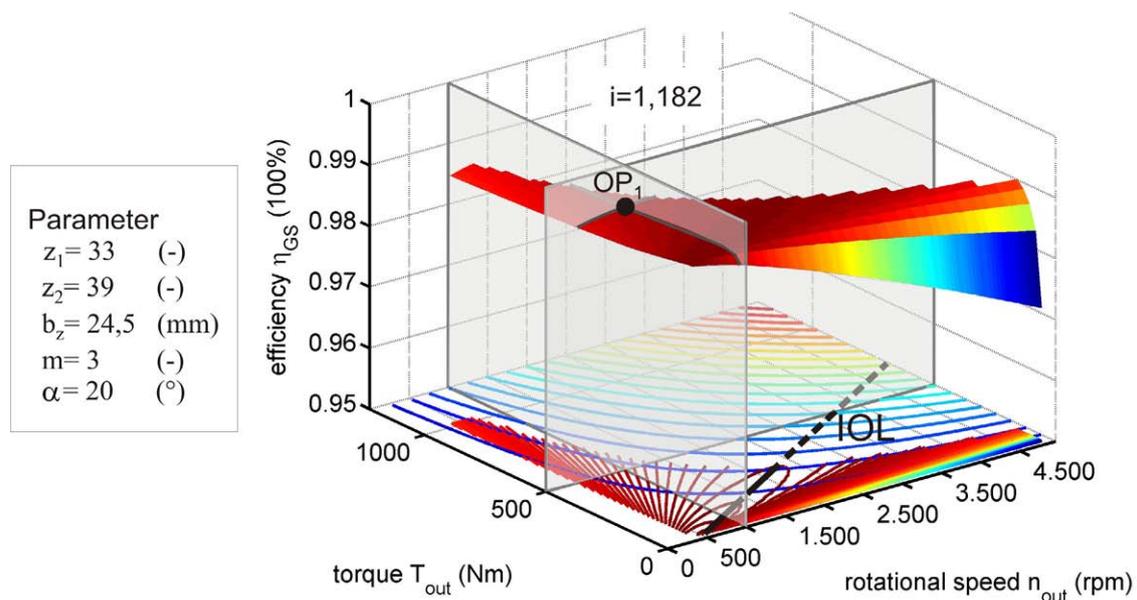


Bild 5-4: Wirkungsgrad einer Getriebestufe des Schaltgetriebes im Valmet 8050E

Lösung der Optimierungsaufgabe für $DOF=1$

Für das Lösen der Optimierungsaufgabe muss der Zielfunktionswert $1 - \eta_{GS}(n, T, \bar{p})$ für verschiedene Kombinationen von Zielfunktionsvariablen (n, T) berechnet und schrittweise minimiert werden. Der erforderliche Rechenaufwand zur Lösung der Optimierungsaufgabe hängt deshalb erstens von der Komplexität zur Bestimmung eines Zielfunktionswerts und zweitens von der Anzahl erforderlicher Iterationen (Verfahrensverlauf) zur Approximation des Extremwerts ab. Prinzipiell werden drei Möglichkeiten zur Berechnung eines Funktionswerts unterschieden:

- Im ersten Fall liegen (gemessene oder simulierte) Wirkungsgradkennfelder vor. Aus diesen werden die Funktionswerte durch lineare Interpolation berechnet.

- Im zweiten Fall liegt eine vereinfachte funktionale Beschreibung des Wirkungsgrads, meist ein Polynom, vor. Der Zielfunktionswert berechnet sich durch Einsetzen der aktuellen Werte der Funktionsvariablen in das Polynom.
- Im dritten Fall liegt eine physikalisch-analytische Beschreibung des Wirkungsgrads vor. Der damit berechnete Zielfunktionswert hat die höchste Genauigkeit. Seine Berechnung erfordert den höchsten Aufwand der drei Alternativen.

Zur Lösung der Optimierungsaufgabe stehen die in **Abschnitt 5.1.2** dargestellten Verfahren zur Verfügung. Bei der Suche der wirkungsgradoptimalen Drehzahl-Drehmoment-Kombination für die geforderte Abtriebsleistung werden mit einer der drei Berechnungsmethoden nacheinander die Wirkungsgrade verschiedener Punkte der zugehörigen Leistungshyperbel berechnet und die Optimallösung in Abhängigkeit des Verfahrens approximiert.

Um die erforderliche Rechenzeit zur Findung der Optimallösung zu verringern, können für alle, durch die OPs im zulässigen Bereich möglichen Abtriebsleistungen ex ante die Zielfunktionswerte berechnet und die Optima in einer Tabelle (Kennfeld) zusammengefasst werden. Die Kennfeldpunkte sind die Stützstellen der eingezeichneten Idealbetriebslinie (**IOL**). Auf ihr liegen die Optimallösungen für alle möglichen Abtriebsleistungen, sodass sich die Optimierungsaufgabe zu einer linearen Interpolation vereinfacht, da direkt mit P_{out} bereits $\bar{x}^* \in IOL$ feststeht.

Die Optimierung der Betriebsführung für mehrstufige nichtschaltbare Zahnradgetriebe erfolgt analog. Die Zielfunktion verändert sich zu $f(\bar{x}, \bar{p}) = 1 - \sum_{i=1}^g \eta_{GS,i}(\bar{x}, \bar{p})$. Die Anzahl der Freiheitsgrade beträgt wegen der festen mechanischen Kopplung der kombinierten Zahnradstufen ebenfalls 1 oder 0.

Zahnradgetriebe, mehrstufig, schaltbar

In mobilen Arbeitsmaschinen können, je nach gewähltem Antriebskonzept, mehrstufige mechanische schaltbare Getriebe (Schaltgetriebe) verbaut werden. Im Fahrtrieb dienen sie der Getriebespreizung, sodass einerseits ein hohes Drehmoment bei niedriger Abtriebsdrehzahl und andererseits eine hohe Abtriebsdrehzahl bei geringem Drehmoment zum Endantrieb übertragen werden kann. Die Auslegung erfolgt in der Regel so, dass sich die Drehzahlbereiche der Zwischengänge überdecken und sich eine gute

Annäherung an die Maximalleistungshyperbel des zulässigen Betriebsbereichs des Schaltgetriebes ergibt. Dafür werden für jeden Gang mindestens ein Zahnradsatz benötigt, der manuell oder teilautomatisiert geschaltet wird. Bei der nachfolgenden Optimierung eines mehrstufigen schaltbaren Zahnradgetriebes werden die Kupplungen und Lager nicht modelliert.

- **S1:** Das Ziel bei der Optimierung der Betriebsführung eines Schaltgetriebes ist es, für eine geforderte Abtriebsleistung einen Gang so auszuwählen, dass der Wirkungsgrad für ihre Erbringung maximal wird. Die Zielfunktion des kombinatorischen Problems lautet:

$$f(\bar{x}, \bar{p}) = 1 - \sum_{i=1}^{gs} \delta_{GS,i} \cdot \eta_{GS,i}(\bar{x}, \bar{p}) \quad \text{mit} \quad \sum_{i=1}^{gs} \delta_{GS,i} = 1, \delta_{GS,i} \in \{0,1\} \quad (5.3)$$

- **S2:** Der Parameterraum des Schaltgetriebes wird, analog der Darstellung für das Stirnradgetriebe, von einer Reihe konstruktiver, bei der Optimierung unveränderbarer Größen aufgespannt. Der Entscheidungsraum E hat die Dimension drei: eine für die Drehzahl, eine für das Drehmoment und eine für den gewählten Gang.
- **S3:** Durch die Beschränkung des Entscheidungsraums entsteht der zulässige Bereich X der Optimierungsaufgabe ($X \subseteq E \subseteq \mathbb{R}^3$). Die technologischen Grenzen der einzelnen Gänge sind voneinander verschieden, sodass in Abhängigkeit der Gangwahl für eine zulässige Lösung nur eine Teilmenge des gesamten, abschnittsweise dimensionierten zulässigen Bereichs des Schaltgetriebes definiert ist.
- **S4:** Die Anzahl der Freiheitsgrade beträgt bei der Forderung einer festen Abtriebsleistung P_{out} zwei (δ und T (oder n)).

Lösung der Optimierungsaufgabe für $DOF=2$

Die Lösung der Optimierungsaufgabe erfolgt, wie oben beschrieben, direkt mit einem Lösungsverfahren oder durch das Auslesen (Interpolation) der Optimalwerte der ex ante statisch berechneten IOL.

Exemplarisch zeigt **Bild 5-5** die Ergebnisse der Berechnung für die optimale Gangwahl im 4-Gang-Schaltgetriebe (**GS**) des Valmet Valtra 8050E. Zur isolierten Berechnung und Darstellung der IOL in Form eines 3D-Fahrdiagramms (syn. Zugkraftdiagramm) werden die Wirkungsgrade des vorangestellten Lastschaltgetriebes (**DPS**) sowie des nachgeschalteten Gruppengetriebes (**GRP**) und des Endabtriebs (**End**) ver-

nachlässigt. Der Aufbau des Antriebsstrangs sowie die Parameter der untersuchten Getriebekombination gehen aus der Darstellung in **Bild 5-5** hervor.

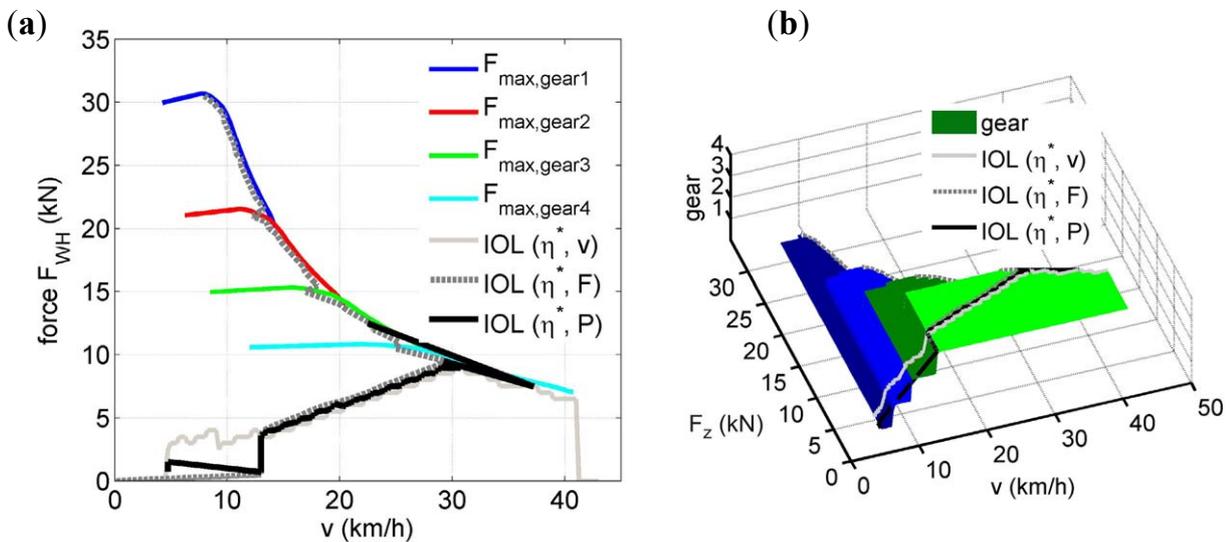
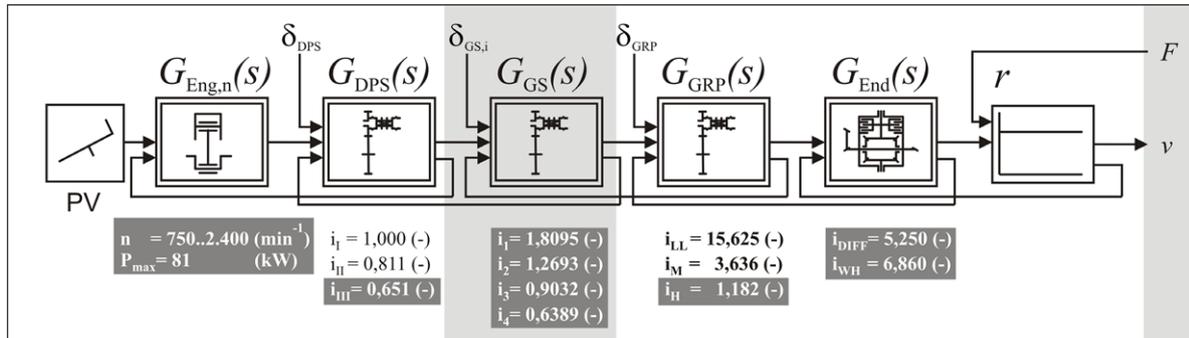


Bild 5-5: (a) IOL des Schaltgetriebes im Traktor Valtra 8050E
 (b) Wirkungsgradoptimale Gangwahl

Die Geschwindigkeitsbereiche der einzelnen Gänge des Schaltgetriebes ergeben sich bei konstanten minimal gewählten Übersetzungen des Lastschalt- und des Gruppengetriebes (grau hinterlegt in Bild 5.5) für die Dieselmotordrehzahlen zwischen $n_{Eng,min} = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $n_{Eng,max} = 2.200 \text{ min}^{-1}$ nach der Gleichung (5.4).

$$v = \frac{n_{Eng} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{60 \cdot i_{G,x}} \quad (5.4)$$

Die dynamische Reifenverformung und der Schlupf werden nicht berücksichtigt. In **Bild 5-5 (a)** sind drei IOLs im Fahrzustandsdiagramm dargestellt: $IOL(\eta_v^*)$ zeigt den wirkungsgradoptimalen Zugkraftverlauf, falls der gesamte Geschwindigkeitsbereich mit der Möglichkeit einer freien Gangwahl durchfahren werden soll. Die $IOL(\eta_F^*)$

gibt die verlustminimale Fahrgeschwindigkeit an, falls der komplette Zugkraftbereich (bei äußerer konstant angenommener Schaltkonfiguration) durchfahren werden soll.

Bild 5-5 (b) illustriert die für die verschiedenen Zielsetzungen optimale Gangwahl. Es wird deutlich, dass es mit steigender Fahrgeschwindigkeit und zunehmender Fahrleistung aufgrund des Getriebewirkungsgrads wirtschaftlich ist, frühzeitig in höhere Gänge zu schalten. Dieses Verhalten deckt sich mit dem des Dieselmotors, der tendenziell bei niedrigen Drehzahlen niedrige spezifische Verbräuche aufweist (komplementäres Verhalten). Im späteren dynamischen Gesamtoptimierungsansatz muss aber berücksichtigt werden, dass der bei schweren Zugarbeiten oder sporadischen Lastspitzen des Arbeitsgeräts erforderliche Drehmomentanstieg des Dieselmotors nur im oberen Drehzahlbereich des Motors verfügbar ist. Der Betrieb im wirtschaftlicheren unteren Drehzahlbereich eines Gangs birgt demnach bei geringer Drehmomentreserve und negativem Drehmomentanstieg die Gefahr des Absterbens des Motors.

Zahnradgetriebe, mehrstufig, schaltbar, serielle Anordnung

Bei seriell angeordneten Schaltgetrieben ergibt sich die Gesamtübersetzung aus dem Produkt der Einzelübersetzungen. Die Anzahl der insgesamt möglichen Übersetzungsverhältnisse ist das Produkt aus der Anzahl der Gänge eines jeden Schaltgetriebes und der Anzahl der Gänge aller anderen Getriebe.

- **S1:** Das Ziel bei der Optimierung der Betriebsführung seriell gekoppelter Schaltgetriebe ist es, eine Schaltkombination der Gänge aller Getriebe zu bestimmen, die die Gesamtverluste minimiert. Die Zielfunktion (5.5) des Problems lautet:

$$f(\bar{x}, \bar{p}) = 1 - \prod_{i=1}^k \sum_{j=1}^{gs,i} \delta_{i,j} \cdot \eta_{GS,i,j}(\bar{x}, \bar{p}) \quad \text{mit} \quad (5.5)$$

$$\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{gs,i} \delta_{i,j} = k, \quad \delta_{i,j} \in \{0,1\}, \quad \sum_{j=1}^{gs,i=const} \delta_{i,j} = 1 \quad \forall i \in \{1, \dots, k\}$$

- **S2:** Die Definition des Parameterraums erfolgt wie oben beschrieben. Die maximale Dimension des Entscheidungsraums beträgt $k \cdot |\bar{x}|$. Für zwei seriell angeordnete Schaltgetriebe ergibt sich der Entscheidungsraum: $|\{n_1, T_1, n_2, T_2, \delta_1, \delta_2\}| = 6$ zu $E = \mathfrak{R}^6$.
- **S3:** Die technologischen Nebenbedingungen werden bei der Optimierung durch Restriktionen berücksichtigt. In einer leistungsübertragenden Komponentenkette,

bestehend aus zwei seriell angeordneten Schaltgetrieben mit angekoppeltem Dieselmotor, begrenzt die Volllastkennlinie und der zulässige Drehzahlbereich die maximale Antriebsleistung des Systems. Die mechanische Kopplung der beiden Schaltgetriebe über eine Welle schränkt den zulässigen Lösungsbereich weiter ein. So können die Ausgangsdrehzahlen der Schaltgetriebe nicht unabhängig voneinander, sondern nur entsprechend der durch die Schaltstellungen vorgegebenen Übersetzungen gemeinsam festgelegt werden. Analog verhalten sich die Drehmomente, sodass sich die Anzahl der Freiheitsgrade um zwei reduziert ($n_{2,out} = f(n_{1,out}, \delta_2), T_{2,out} = f(T_{1,out}, \delta_2)$). Da die serielle Anordnung mehrerer Schaltgetriebe der Ergänzung weiterer Übersetzungsverhältnisse in einem einfachen Schaltgetriebe entspricht, wird die Anzahl der DOF trotz der Erhöhung der Anzahl an Betätigungseinrichtungen nicht größer, ebenso wie sich in einem einfachen Schaltgetriebe die Zahl der DOF nicht durch Erhöhung der Anzahl an Zahnradpaarungen vergrößert. Folglich entsteht durch die genannten Beschränkungen des Entscheidungsraums der zulässige Bereich X der Optimierungsaufgabe ($X \subseteq E \subseteq \mathbb{R}^2$).

- **S4:** Die Anzahl der Freiheitsgrade beträgt bei der Forderung einer festen Abtriebsleistung P_{out} deshalb ebenfalls zwei ((δ_2, δ_2) und T (oder n)).

5.2.2 Einstufige Optimierung der Betriebsführung: Hydraulik

Für die Einbeziehung der hydrostatischen Einheiten in die Optimierung werden die Wirkungsgrade von Hydropumpen und -motoren betrachtet. Sie werden im entwickelten Ansatz bei der Findung einer optimalen Betriebsführung berücksichtigt. Die in der Peripherie (Leitungen, Verzweigungen) und den Steuerelementen (Ventilen) entstehenden Verluste werden bei der vorgestellten Optimierung nicht betrachtet, können aber als Erweiterung (verbunden mit einem erhöhten Rechenaufwand) integriert werden.

Hydropumpe, verstellbar

- **S1:** Das Ziel bei der Optimierung der Betriebsführung von verstellbaren Hydropumpen ist es, den Schwenkwinkel so zu bestimmen, dass der geforderte Volumenstrom bei gegebenem Systemdruck erbracht wird. Theoretisch kann auch eine freie Wahl des Volumenstroms erfolgen, falls andere Komponenten des Systems

die dadurch im hydrostatischen Kreis reduzierte Leistung liefern können (Leistungsverzweigung).

- **S2:** Der Parameterraum beinhaltet bei der Verstellpumpe (und ihrer Peripherie) Größen wie die Öltemperatur, die Viskosität und weitere Größen, die durch die konstruktive Ausführung bestimmt sind (Fördervolumen, Spaltmaß). Der Entscheidungsraum hat demzufolge maximal die Dimension drei: eine für den Verstellwinkel und die beiden anderen für die leistungsbestimmenden Größen Druck und Volumenstrom.
- **S3:** Der zulässige Bereich X wird durch herstellerseitig vorgegebene Größen wie die Maximaldrehzahl und den maximalen Hochdruck, dem die Einheit standhält, beschränkt.
- **S4:** Die Anzahl der Freiheitsgrade DOF beträgt bei der Optimierung maximal drei, bei Druckkopplung mit einem Verstellmotor im geschlossenen Kreis zwei.

Der Gesamtwirkungsgrad einer Verstellpumpe η_p kann in Abhängigkeit der anliegenden Druckdifferenz Δp , des verstellwinkelabhängigen Fördervolumens $V_p(\alpha)$ und der Antriebsdrehzahl n_p nach (5.6) bestimmt werden.

$$\eta_p = \eta_{P,vol} \cdot \eta_{P,hm} = \overbrace{\left(1 - \frac{Q_{P,L}}{n_p \cdot V_p(\alpha)}\right)}^{\eta_{P,vol}} \cdot \overbrace{\frac{1}{1 + T_{P,L} \cdot \frac{2\pi}{\Delta p \cdot V_p(\alpha)}}}}^{\eta_{P,hm}} \quad (5.6)$$

Die durch interne sowie externe Leckage bedingten volumetrischen Verluste $Q_{P,L}$ steigen entlang zunehmender Druckdifferenzen ebenso wie mit erhöhter Drehzahl. Es ergibt sich ein volumetrischer Wirkungsgradverlauf $\eta_{P,vol}$, der bei $(n_p, \alpha) = const.$ mit steigendem Druck abnimmt und bei $(\Delta p_p, \alpha) = const.$ mit steigender Drehzahl zunimmt.

Die Wirkungsgradberechnung für Konstantpumpen erfolgt analog, wobei das Verdrängungsvolumen nicht als Funktion des Verstellwinkels α , sondern als Konstante eingeht. Konstantpumpen kommen im Fahrtrieb überwiegend in Außenzahradbauweise, als Füllpumpen oder Hilfspumpen für die Druckerzeugung der Getriebeverstellung zum Einsatz. Exemplarisch zeigt **Bild 5-6 (b)** den Wirkungsgradverlauf einer Außenzahradpumpe mit 25 cm^3 Fördervolumen.

Lösung der Optimierungsaufgabe

Bild 5-6 (a) illustriert den Wirkungsgradverlauf einer Axialkolbeneinheit in Schrägachsenbauweise entlang der Drehzahl, des Drucks und des Verstellwinkels.

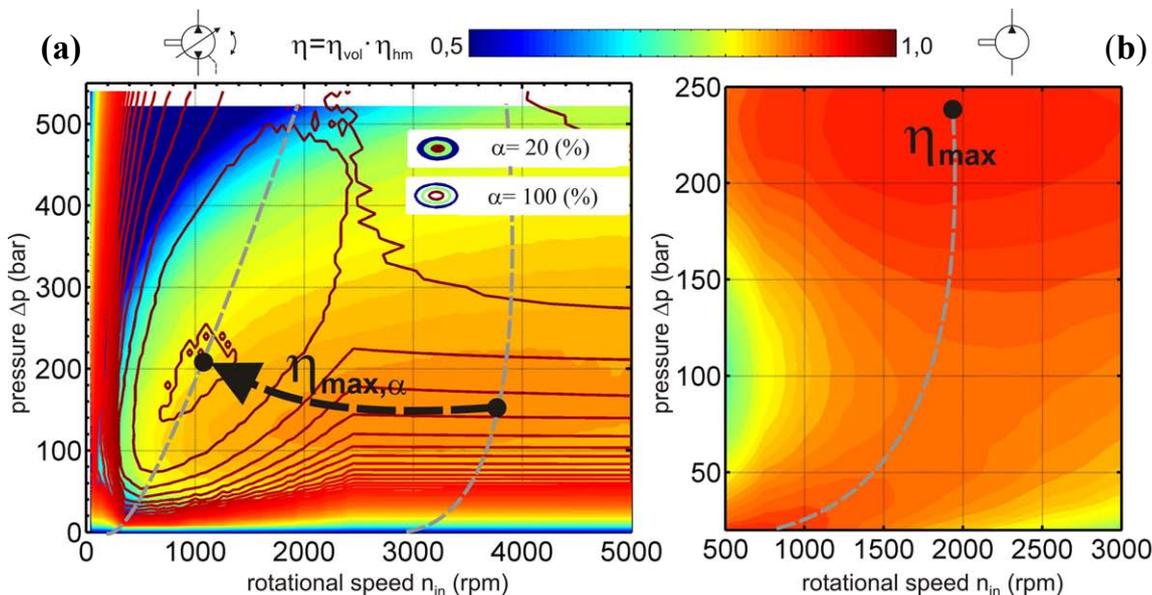


Bild 5-6: a) η -Verlauf einer Verstellpumpe in Schrägachsenbauweise
b) η -Verlauf einer Außenzahnradpumpe

Die grau gestrichelten Linien zeigen den Pfad des optimalen Wirkungsgrads. Bei Verstellpumpen gibt es für jeden Verstellwinkel einen. Die schwarz gestrichelte Linie in Bild 5-6 (a) zeigt die berechnete IOL der Verstellpumpe.

Hydromotor, verstellbar

- **S1:** Das Ziel bei der Optimierung der Betriebsführung von verstellbaren Hydromotoren ist es, den Wirkungsgrad zu maximieren. Er hängt von dem abtriebsseitig geforderten Drehmoment, der Drehzahl und dem Verstellwinkel ab.
- **S2-4:** Der Parameterraum, der Entscheidungsraum und der zulässige Bereich werden von denselben Größen aufgespannt wie bei der Verstellpumpe.

Der Wirkungsgrad eines verstellbaren Hydromotors, der im hydrostatischen Getriebe als Sekundäreinheit verbaut wird, kann nach (5.7) berechnet werden.

$$\eta_M = \eta_{M,vol} \cdot \eta_{M,hm} = \frac{\overbrace{1}^{\eta_{M,vol}}}{1 + \underbrace{\frac{Q_{M,L}}{(n_M \cdot V_M(\alpha))}}_{Q_{M,h}}} \cdot \left(1 - \frac{\overbrace{T_{M,L}}^{\eta_{M,hm}}}{\underbrace{\left(\frac{\Delta p \cdot V_M(\alpha)}{2\pi}\right)}_{T_{M,h}}}\right) \quad (5.7)$$

Der qualitative Verlauf des volumetrischen sowie hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads entspricht dem bei Hydropumpen.

Konstantmotoren finden sich bei reiner Primärverstellung meist in Axialkolbenbauweise im hydrostatischen Kreis des Fahrentriebs mobiler Arbeitsmaschinen.

Zusammenfassung und Bewertung

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass mittels stationären Ansatzes eine punktuell ausgerichtete Optimierung realisiert werden kann. Dadurch wird für einzelne Betriebspunkte der Gesamtwirkungsgrad maximiert. Dieser Ansatz berücksichtigt hingegen nicht die systembedingten Restriktionen innerhalb der mobilen Arbeitsmaschine, die sich für die Optimierung aufeinanderfolgender Betriebspunkte in einem Fahrscenario ergeben. Die theoretisch ermittelten Optimallösungen für isoliert untersuchte Betriebspunkte werden deshalb in einem mehrstufigen Ansatz auf ihre zyklusbezogene Optimalität und zeitlich aufeinanderfolgende Realisierbarkeit untersucht. Das Ziel der Erweiterung des stationären Ansatzes, über den quasistationären, bis hin zum dynamischen, ist es, physikalisch nicht realisierbare „Sprünge“ der berechneten Optimal-Betriebspunkte unter Berücksichtigung der Verstellcharakteristik der Komponenten zu unterbinden.

5.3 Quasistationärer Ansatz

Der quasistationäre Ansatz basiert auf dem vorgestellten stationären Ansatz. Er beinhaltet nicht nur die optimale Entscheidung für einen isoliert betrachteten Betriebspunkt der Maschine, sondern dient der Berechnung einer Optimaltrajektorie des Steuervektors für die einbezogenen Komponenten in Abhängigkeit eines bekannten Lastprofils. Die Optimierungsaufgabe lässt sich als mehrstufiges Entscheidungsproblem auffassen.

5.3.1 Mehrstufige Optimierung: Funktionalgleichungsmethode

Das Standardverfahren zur Lösung eines mehrstufigen Optimierungsproblems ist die Funktionalgleichungsmethode. Sie basiert auf dem Optimalitätsprinzip nach BELLMAN. Es besagt, dass bei einem gegebenen Anfangszustand S_1 eines Systems jede Teilsteuerfolge $C^j = (\bar{c}_j, \dots, \bar{c}_{n-1}, \bar{c}_n) \subseteq C^*$ einer optimalen Steuerfolge $C^* = (\bar{c}_1^*, \dots, \bar{c}_{n-1}^*, \bar{c}_n^*)$ zum Erreichen eines gegebenen Endzustandes S_n ebenfalls optimal ist. Dieses Prinzip liegt der Funktionalgleichung (5.8) zugrunde. Sie stellt die Beziehung zwischen zwei zeitlich aufeinanderfolgenden Wertefunktionen v_j^* und v_{j+1}^* her [Neu1993].

$$v_j^*(\bar{s}_j) = \min_{\bar{c}_j \in C_j} \{g_j(\bar{s}_j, \bar{c}_j) + v_{j+1}^*(\underbrace{f_j(\bar{s}_j, \bar{c}_j)}_{\bar{s}_{j+1}})\} \quad \bar{s}_j \in S_{mj}, 1 \leq j \leq n \quad (5.8)$$

In der BELLMAN-Funktionalgleichungsmethode (Rekursionsformel) wird durch schrittweise Auswertung der Funktionalgleichung, beginnend mit der n -ten Periode bis zur Startperiode 1, die optimale Steuerfolge $C^* = (\bar{c}_1^*, \dots, \bar{c}_{n-1}^*, \bar{c}_n^*)$ und die Trajektorie der optimalen Systemzustände $S^* = (\bar{s}_1^*, \dots, \bar{s}_n^*)$ bestimmt.

Zur Lösung der dynamischen Optimierungsaufgabe wird die in [Neu1996] vorgestellte Verfahrensvariante Version II verwendet, da der geringe Speicherbedarf bei numerischer Lösung die Performance erhöht. Die Berechnung erfolgt in zwei Schritten, einer Rückwärts- und einer darauf aufbauenden Vorwärtsrechnung. Im Rückwärtsschritt werden für alle Zeitperioden von n bis 1 gemäß der darin erreichbaren möglichen Systemzustände \bar{s}_j die Optimalwerte $v_j^*(\bar{s}_j)$ der Wertefunktion berechnet. Im Vorwärtsschritt werden dann für die Stufen 1 bis n des im Zustand \bar{s}_j^* befindlichen Systems die optimalen Steuervektoren \bar{c}_j^* bestimmt. Daraus ergibt sich sukzessive der im darauffolgenden Zeitschritt neue optimale Systemzustand zu $\bar{s}_{j+1}^* = f_j(\bar{s}_j^*, \bar{c}_j^*)$.

5.3.2 Transfer in den Maschinenkontext

Der quasistationäre GMM-Ansatz nutzt das beschriebene Optimalitätsprinzip zur Bestimmung einer optimalen Betriebsführung für eine mobile Arbeitsmaschine. Für die Anwendung wird die oben allgemein beschriebene Funktionalgleichungsmethode in den Kontext der Maschinensteuerung und -regelung überführt. Die dynamische Optimierungsaufgabe lässt sich wie folgt definieren:

Bestimme für eine im Zustand S_1 befindliche Maschine bei bekanntem Belastungsprofil eine optimale Steuertrajektorie der einzelnen Komponenten so, dass zum Erreichen des vorgegebenen Endzustands S_n der Maschine der über die Zeit betrachtete Gesamtwirkungsgrad maximal wird.

Die in der jeweiligen Zeitperiode $1 \leq j \leq n$ möglichen Maschinenzustände $\bar{s}_{1j}, \dots, \bar{s}_{mj} \in S$ repräsentieren verschiedene Maschinenkonfigurationen. Diese lassen sich jeweils durch ein k -Tupel $(s_{j1}, s_{j2}, \dots, s_{jk})$ der aktuellen Status der optimierungsrelevanten Komponenten K_1, \dots, K_k beschreiben.

Die in einer Periode aktuell eingestellte Maschinenkonfiguration wird mit S_j bezeichnet, der Optimalzustand mit S_j^* .

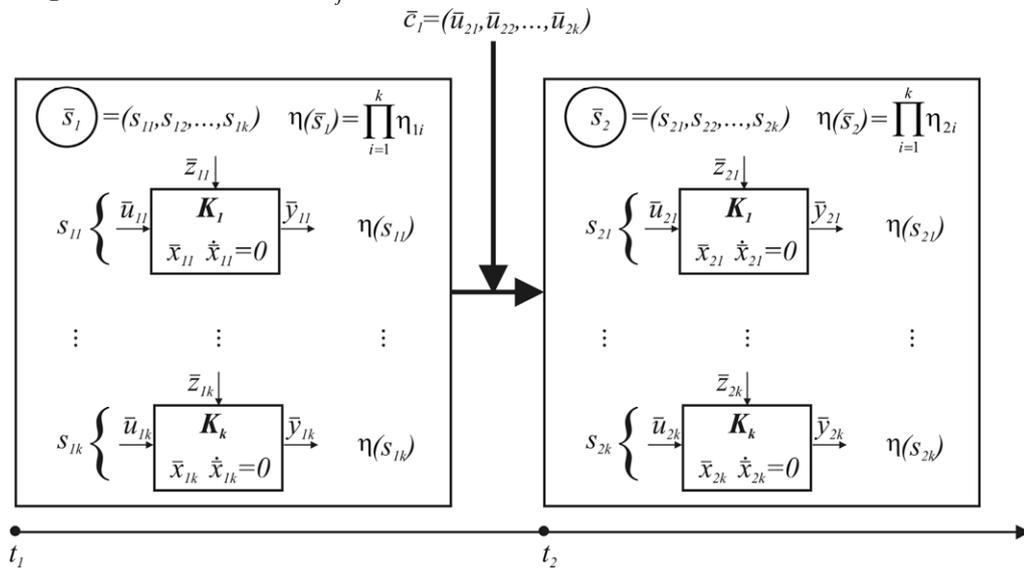


Bild 5-7: Maschinenzustand (Konfiguration) und Komponentenstatus

Jedem Komponentenstatus s_{ji} der Maschinenkonfigurationen \bar{s}_j wird ein betriebspunktspezifischer Wirkungsgrad $\eta_{ji}(\bar{u}_{ji}, \bar{x}_{ji}, \bar{z}_{ji})$ zugeordnet. Er ergibt sich aus der anliegenden Last, den daraus abgeleiteten internen Komponentenzuständen \bar{x}_{ji} , den Eingangsgrößen \bar{u}_{ji} , den Störgrößen \bar{z}_{ji} und den induzierten Interferenzen mit den Nachbarkomponenten. Zwei aufeinanderfolgende Zustände der Maschine können stets nur so gewählt werden, dass die Leistungsanforderungen des Bedieners, des Arbeitsprozesses und der gewünschten Bewegungstrajektorie weiterhin erfüllt werden.

Die Steuervektoren \bar{c}_j beinhalten die zur Verstellung der Komponenten K_i erforderlichen Eingangsgrößenvektoren \bar{u}_{ij} . Mit der Ansteuerung der Komponenten wird die Maschinenkonfiguration verändert und die Maschine vom Zustand \bar{s}_j in den Folgezustand \bar{s}_{j+1} überführt. Die Lösung erfolgt mit dem Dijkstra-Algorithmus.

Dijkstra-Algorithmus zur Lösung des shortest-path-problem (SSSP)

Für die Suche der optimalen Steuerungstrajektorie wird die beschriebene Optimierungsaufgabe als Kürzeste-Pfade-Problem interpretiert. Der kürzeste Pfad beschreibt in der Graphentheorie den Pfad zwischen einem vorgegebenen Start- und einem vorgegebenen Endknoten eines Netzwerks, der die minimale Länge aufweist. Die Länge des Pfades ergibt sich aus der Summe der Kantenbewertungen (Gewichte), die im Fall der Wirkungsgradoptimierung die Leistungsverluste repräsentieren. Eine ähnliche Vorgehensweise hat sich bereits bei der Bestimmung der Zuschaltintervalle für einen Elektromotor/-generator (mit Batterie) in einem HEV bzw. für einen reversierbaren Hydrostaten (mit Hydrospeicher) in einem HHV bewährt [Bac2005. Lin2001, Wu2004].

Die Netzwerkstruktur wird durch einen azyklischen gewichteten Graphen (**Bild 5.11**) beschrieben. Dieser ist bei der Aufgabe zur Optimierung der Maschinenbetriebsführung implizit durch die möglichen Maschinenkonfigurationen in den jeweiligen Betrachtungsperioden entlang des Belastungsprofils vorgegeben.

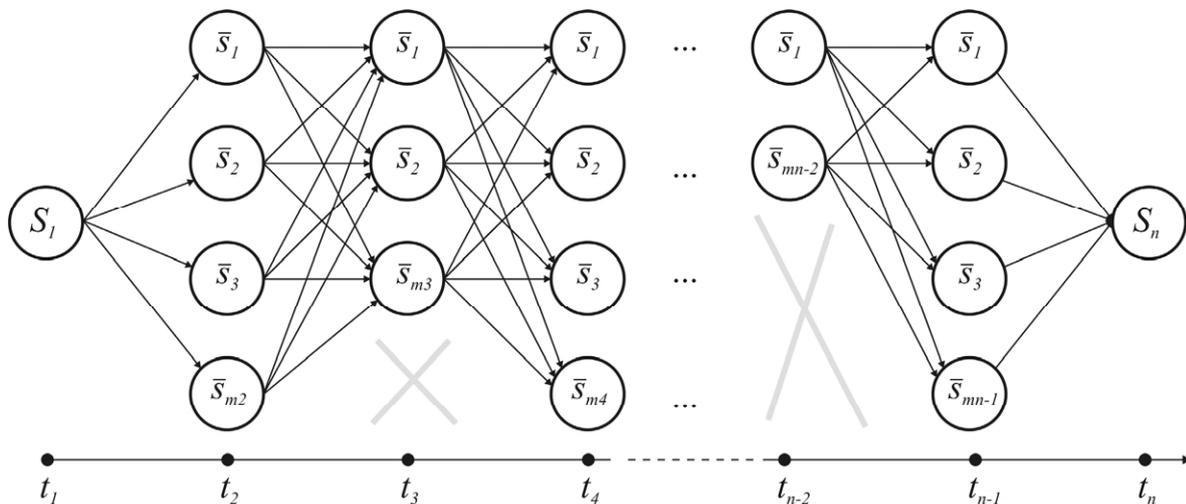


Bild 5-8: Netzwerk der Systemkomponenten für das SSSP

Die theoretisch sehr hohe Anzahl an Maschinenkonfigurationen, die sich aus der Multiplikation der einzelnen Komponentenstatus ergibt, bilden die Knoten des Graphen einer Schicht. Die Reduktion der Freiheitsgrade durch technologische, funktionale und externe Nebenbedingungen beschränkt (bei sinnvoller Diskretisierung der Komponentenstatus) die Knotenzahl auf eine endliche Menge. Alle Pfade durch das Netzwerk besitzen eine identische Länge, unterscheiden sich aber in ihrem Gewicht.

Ein anschauliches Beispiel für diese Reduktion des Lösungsraums geht aus der Betrachtung eines rein mechanischen Antriebsstrangs hervor. Dieser bestehe aus einem Verbrennungsmotor als Energiequelle, einem 4-Gang-Schaltgetriebe und einer festen Endübersetzung. Dem Dieselmotor wird durch Vorgabe eines Zugkraft- und Geschwindigkeitsprofils eine Leistung abgefordert. Wird die Wirkungsgradoptimierung auf das Schaltgetriebe beschränkt, so muss die geforderte Fahrgeschwindigkeit durch die Übersetzungen des Schaltgetriebes und die Dieselmotordrehzahl realisiert werden. Es ist offensichtlich, dass für die optimale Gangwahl bei niedriger v und niedriger Zugkraft potenziell vier Konfigurationen, im Unterschied dazu bei niedriger Geschwindigkeit und hoher Zugkraft evtl. nur eine (erster Gang) zur Verfügung stehen.

Simulationsergebnisse

Bild 5-9 (a) zeigt beispielhaft das Ergebnis einer quasistationären Optimierung eines Antriebsstrangs, bestehend aus Verbrennungsmotor, mechanischem Schaltgetriebe, hydrostatischem Getriebe und mechanischem Endantrieb.

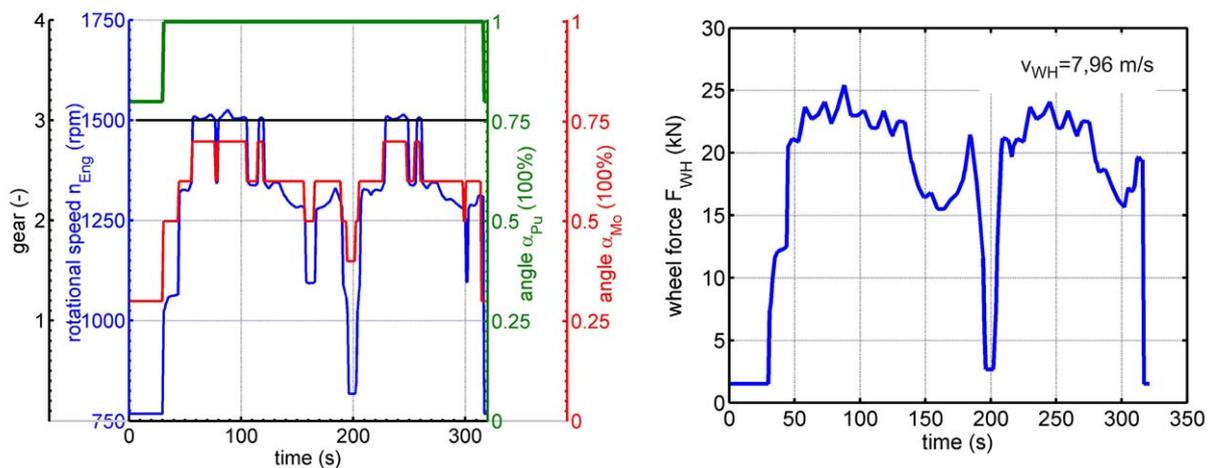


Bild 5-9: Optimierung der Steuertrajektorie für den DLG-Zyklus

Die Berechnung der zyklusspezifisch optimalen Steuertrajektorie (Zeitdiskretisierung 1s) für die Motordrehzahl, den Hydropumpen- und Hydromotorschwenkwinkel sowie die Gangwahl erfolgt für den in **Bild 5-9 (b)** dargestellten DLG-Traktor-Zyklus.

Zusammenfassung und Bewertung

Der vorgestellte Ansatz ist in MATLAB in der Form skriptgesteuert implementiert, dass die Einbindung und Optimierung eines Simulink-Antriebsstrangmodells möglich ist. Die Ergebnisse der Optimierungsläufe (vgl. exemplarisch Bild 5-9), die den Dieselmotor, das mechanische Schaltgetriebe und ein hydrostatisches Getriebe berücksichtigen, zeigen, dass der Ansatz um folgende Randbedingungen erweitert werden muss: einerseits um die dynamischen Verstelleigenschaften einzelner Komponenten, so dass die Berechneten Steuerfolgen keine „Sprünge“ beinhalten; andererseits im Sinne der Optimierung selbst, um die Einbeziehung der transienten Wirkungsgradverläufe, die sich bei der Verstellung einer Komponente von einem in einen Nachfolgezustand ergeben. Diese Forderungen sollen durch den Ansatz der dynamischen Betriebsstrategie erfüllt werden.

5.4 Dynamischer Ansatz

Beim dynamischen Ansatz der Betriebsstrategie werden nicht nur aufeinanderfolgende stationäre Punkte betrachtet, sondern auch ihre Übergänge ineinander, das transiente Verhalten. Es stehen die dynamischen Effekte der Verstellung von Komponenten und deren Auswirkung auf den Wirkungsgrad der Maschine im Vordergrund. Hierfür werden zwei aufeinander aufbauende Ansätze entwickelt: Der erste wird als Amortisationsdauerverfahren bezeichnet. Der zweite daraus abgeleitete Ansatz wird im Folgenden als Kapitalwertverfahren bezeichnet. Für beide Ansätze werden zunächst ihre finanzmathematischen Ursprünge vorgestellt, bevor sie durch einen Transfer auf die Problemstellung der mehrstufigen Optimierung in mobilen Arbeitsmaschinen angepasst werden.

5.4.1 Mehrstufige Optimierung: Amortisationsdauerverfahren

Die dynamische Amortisationsrechnung ist eine klassische Methode der finanzmathematischen Investitionsrechnung. Die Grundidee besteht darin, die Anzahl von Zeitperioden zu bestimmen, die vergehen müssen, bis eine im Zeitpunkt t_0 getätigte Investition gewinnbringend wird. Die Summe der Zeitperioden heißt Amortisationsdauer t_a . Das Maß der Vorteilhaftigkeit einer Entscheidung für die Investition in Höhe von I_0 in t_0 ist der Vergleich der auf t_0 diskontierten (Zinssatz i_t) Rückfluss (R_t)-Summe

mit dem eingesetzten Kapital. Sobald die Bedingung in (5.9) erstmalig erfüllt ist, steht die Amortisationsdauer und damit die erforderliche Mindestnutzungsdauer fest, vgl. [Car2008, Göt2008].

$$I_0 < \sum_{t=0}^{t_A} R_t \cdot (1+i)^{-t} \quad (5.9)$$

Transfer

Die Methode stellt die Basis der entwickelten dynamischen Betriebsstrategie dar. Sie dient nach ihrer Übertragung in den Kontext des Gesamtmaschinenmanagements der Bestimmung einer optimalen Betriebsführung.

Im dynamischen GMM-Ansatz gilt es, die Frage zu beantworten, ob es wirtschaftlich ist, eine im Zustand S_1 befindliche mobile Arbeitsmaschine in den quasistationär betrachteten optimalen Folgezustand S_2^* zu überführen oder im Ursprungszustand zu belassen, da die Verstellenergien (Verluste) zu hoch sind.

Die Maschinenzustände S_0, S_1, \dots, S_n repräsentieren verschiedene Maschinenkonfigurationen, die sich durch ein k -Tupel $(s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{ik})$ der aktuellen Status der optimierungsrelevanten Komponenten C_1, \dots, C_k beschreiben lassen, **Bild 5-10**.

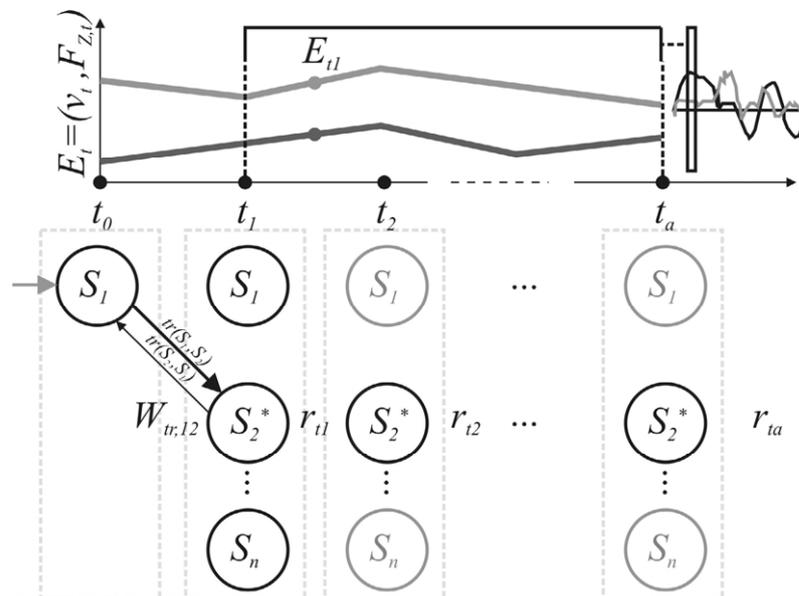


Bild 5-10: Amortisationsdauerkriterium im GMM

Die Optimierungsansätze bei stationärer und quasistationärer Betriebsstrategie (**Abschnitt 5.3**) haben gezeigt, dass es dafür, in Abhängigkeit der Komponentenfreiheitsgrade, verschiedene Möglichkeiten geben kann. Die alternativen Maschinenzustände

unterscheiden sich aber durch die voneinander verschiedenen Betriebspunktkombinationen der Komponenten, deren Einzelwirkungsgrad und folglich auch im Gesamtwirkungsgrad der Maschine. Bei quasistationärer Betrachtung ist es deshalb immer wirtschaftlich, eine Maschine bei anhaltender Erfüllung der Prozessnebenbedingungen vom Zustand S_0 in den besten Folgezustand S_2^* zu überführen, da $\eta(S_2^*) > \eta(S_0)$ gilt.

Im dynamischen Ansatz hingegen wird die benötigte Energie $W_{tr,ij} = tr(S_i, S_j^*)$, die zur Zustandstransition erforderlich ist, in das Kalkül einbezogen. Anschaulich bedeutet das, dass beispielsweise die Verstellenergien hydraulischer Einheiten (Verschwenken, Druckaufbau) ebenso wie die erforderlichen Energien zur Beschleunigung träger Massen oder auch die Verluste beim Durchfahren ungünstiger Wirkungsgradbereiche während des Zustandsübergangs in den Optimierungsansatz integriert werden. Vor dem Hintergrund der Amortisationsdauerrechnung soll hier die Zeitdauer bestimmt werden, bis sich eine mit Verlusten (Transitionsenergien) verbundene Zustandsanpassung einer mobilen Arbeitsmaschine durch einen erhöhten Wirkungsgrad in Form einer Kraftstoffeinsparung auszahlt. Gleichung (5.10) ist in Analogie zur der Investitionsrechnung entlehnten Ursprungsgleichung formuliert und genügt den Besonderheiten des Maschinenkontexts (Herleitung in **Anhang B.1**).

$$W_{tr,ij} < - \sum_{t=1}^{t_A} P_{out,t} \cdot \underbrace{\left[\frac{\eta_t(S_j^*) - \eta_t(S_i)}{\eta_t(S_i) \cdot \eta_t(S_j^*)} \right] \cdot \Delta t}_{r_{ij,t} = \Delta W_t} \cdot (1 + (a - p(E_t)))^{-t} \quad (5.10)$$

Das inflationäre Rückflussverhalten der periodenbezogenen eingesparten Energiemenge ΔW_t wird als Möglichkeit zur Integration der wahrscheinlichkeitsgewichteten zukünftigen Anforderungsprofile an die Maschine in die Optimierung genutzt. $p(E_t)$ ist die angenommene Wahrscheinlichkeit für das Eintreten einer spezifischen Anforderung E zum Zeitpunkt t . Diese werden über einen Lastzyklus oder ein entsprechendes Kollektiv definiert. Für $p(E_t)$ können zwei Fälle unterschieden werden:

- **Fall 1:** Vollständige Information, Sicherheit $\rightarrow p(E_t) = 1 \forall t$
 $a = 1$: konstante Gewichtung der Wirkungsgradverbesserungen
 $a > 1$: degressive Gewichtung der Wirkungsgradverbesserungen
- **Fall 2:** Unvollständige Information, Unsicherheit $\rightarrow p(E_t) < 1 \forall t, a = 1$

Im Fall 2 sind der aktuelle Zyklus und die aktuelle Positionierung der Maschine darin unbekannt, aber es liegt auf Basis bereits gefahrener Zyklen eine statistische Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte vor. Aus dieser wird mittels Prognoseverfahren die Wahrscheinlichkeit für das Eintreten künftiger Belastungen abgeleitet. Der prognostizierte Belastungszustand mit der höchsten Wahrscheinlichkeit wird als Folgezustand angenommen und bestimmt $p(E_t)$. Bei $t_a > 1$ ergibt sich $p(E_t)$ multiplikativ aus den prognostizierten Einzelwahrscheinlichkeiten der vorangehenden Zeitperioden.

Die weitere Entwicklung des dynamischen Optimierungsansatzes konzentriert sich auf Fall 1, da Fall 2 analog behandelt werden kann, wenn entsprechende Prognoseverfahren und historienbasierte Auswerteverfahren verfügbar sind.

Im untersuchten Fall 1 zeigt sich, dass eine Veränderung der äußeren Belastungen mindestens in einer Komponente zu einer Betriebspunktänderung führen muss, die vom Komponentenregler angestoßen wird. Das angewandte Verfahren zur Bestimmung der Amortisationsdauerberechnung bietet prinzipiell zwei verschiedene Ansätze, um dieser Situation zu begegnen. Entweder wird die vorgenommene Betriebspunktverschiebung in einer Komponente direkt als Bedingung zum erneuten Start der Amortisationsdauerberechnung genutzt oder alternativ die Betriebspunktverschiebung bei der Verfahrenssteuerung zunächst ignoriert und nur in der Rückflussberechnung berücksichtigt. Das kann dazu führen, dass durch den veränderten Komponentenwirkungsgrad die Rückflüsse betragsmäßig sehr klein werden oder das Vorzeichen ändern. Die Amortisationsdauer konvergiert dann gegen unendlich. Deshalb muss der Zeithorizont zur Bestimmung der Amortisationsdauer t_a beschränkt werden. Wird diese obere Schranke überschritten, beginnt das Verfahren erneut mit der Berechnung. Das angewandte Vorgehen beschreibt eine Art gleitende Amortisationsdauerberechnung. Der Vorteil der zweiten Vorgehensweise liegt darin, dass zufällig eingenommene günstige Betriebspunkte in einzelnen Komponenten, die t_a im Vergleich zur Optimallösung nur geringfügig erhöhen, nicht zu einem unvorteilhaften Abbruch und Neustart der Amortisationsdauerberechnung führen.

5.4.2 Mehrstufige Optimierung: Kapitalwertkriterium

Als Generalisierung der Amortisationsdauerberechnung wird in der Finanzmathematik die Kapitalwertmethode genutzt. In Ergänzung zur Entscheidungsfindung unter Berücksichtigung des Invests und der diskontierten Rückflüsse werden dabei auch die zum Ende der Betrachtungsdauer t_a realisierbaren Liquidationserlöse L berücksichtigt. Die Berechnungsformel lautet gem. Gleichung (5.11), vgl. [Car2008, Göt2008]:

$$I_0 < \sum_{t=0}^{t_A} R_t \cdot (1+i)^{-t} + L(1+i)^{-t_A} \quad (5.11)$$

Transfer

Die Übertragung in den Maschinenkontext baut auf dem Ansatz zur Amortisationsdauerberechnung auf. Die Analogie zu den Liquidationserlösen bei der Betrachtung ökonomischer Fragestellungen liefert bei der Wirkungsgradbetrachtung maschinen-naher Optimierungsaufgaben die Untersuchung der Energiehaushalte der Komponenten. Aus einem Ausgangszustand heraus wird nur in einen neuen stationären Betriebszustand gewechselt, wenn das zu Gleichung (5.12) entwickelte Kapitalwertkriterium erfüllt ist.

$$W_{tr,ij} < - \sum_{t=1}^{t_A} P_{out,t} \cdot \underbrace{\left[\frac{\eta_t(S_j^*) - \eta_t(S_i)}{\eta_t(S_i) \cdot \eta_t(S_j^*)} \right] \cdot \Delta t}_{r_{ij,t} = \Delta W_t} \cdot (1 + (a - p(E_t)))^{-t} + W \quad (5.12)$$

W berücksichtigt den energetischen Endzustand der Komponenten innerhalb der Maschine, nach der Optimierung über dem betrachteten Zyklus. Damit ist die Einbeziehung von Komponenten mit Speicherwirkung in die Optimierung möglich. Das Optimierungsergebnis hängt demzufolge nicht nur von den betriebspunktspezifischen Wirkungsgraden ab, sondern auch von dem Potenzial einer energetischen Gesamtverbesserung durch eine abgestimmte Speicheransteuerung.

6 Verifikation des methodischen Ansatzes

Im **Kapitel 5** dieser Arbeit wird eine Methode zur Findung der optimalen Betriebsführung einer mobilen Arbeitsmaschine vorgestellt. Sie beinhaltet drei aufeinander aufbauende Strategien, deren Ergebnis nach sukzessiver Anwendung eine dynamisch optimale Betriebsführung zur Erreichung der im GMM definierten Zielvorgabe ist.

Die theoretisch hergeleiteten Zusammenhänge werden in den folgenden Abschnitten simulativ am Beispiel des Radladers L550 untersucht. Das Ziel ist eine vergleichende Beurteilung, inwieweit eine derart berechnete Betriebsführung die definierte Zielvorgabe des GMM erfüllt und eine Verbesserung des Grads der Zielerreichung im Vergleich zu einer hinterlegten Referenzbetriebsführung darstellt.

6.1 Modellbildung, Radlader L550

Für die simulative Untersuchung der Optimierungsansätze wird das Modell eines Radladers erstellt. In Hinblick auf die Zielstellung eines zyklenbasierten Vergleichs der verschiedenen Betriebsführungen wird zunächst der Modellansatz gewählt. Hierbei werden zwei Ansätze aufgrund der anders gearteten Wirkrichtungen ihrer Kausalketten unterschieden.

Der erste Modellansatz ist durch die bidirektionale, der realen physikalischen (actio = reactio) Kausalkette nachempfundene, paarweise gegenläufige Orientierung der leistungsrelevanten Signalflussgrößen charakterisiert, **Bild 6-1 a**. Demgegenüber steht der unidirektionale Ansatz, **Bild 6-1 b**. Dieser kinematisch inverse Ansatz sieht die abtriebsseitige Aufprägung gleichgerichteter komplementärer Leistungsflussgrößen vor. Er führt im Vergleich zur Abbildung einer bidirektionalen Kausalkette zu einem verringerten Rechenaufwand, da die Lösung der Bilanzgleichungen in den mechanischen und fluidischen Knotenpunkten (Kreuzungspunkte der grauen Signalflusspfeile) nicht erforderlich ist.

Unabhängig von der Kausalkettenrichtung des Modellansatzes stellt die angestrebte zyklenbasierte Untersuchung der Systemwirkungsgrade die Forderung an die leistungsrelevanten Werte der Modellgrößen, mit den vorgegebenen Werten der realen Größen des Zyklus übereinstimmen zu müssen. Es ist unter zwei Voraussetzungen

möglich, das Verhalten eines Simulationsmodells mit dem sich im vorgegebenen Lastzyklus widerspiegelnden Verhalten des realen Systems zu synchronisieren:

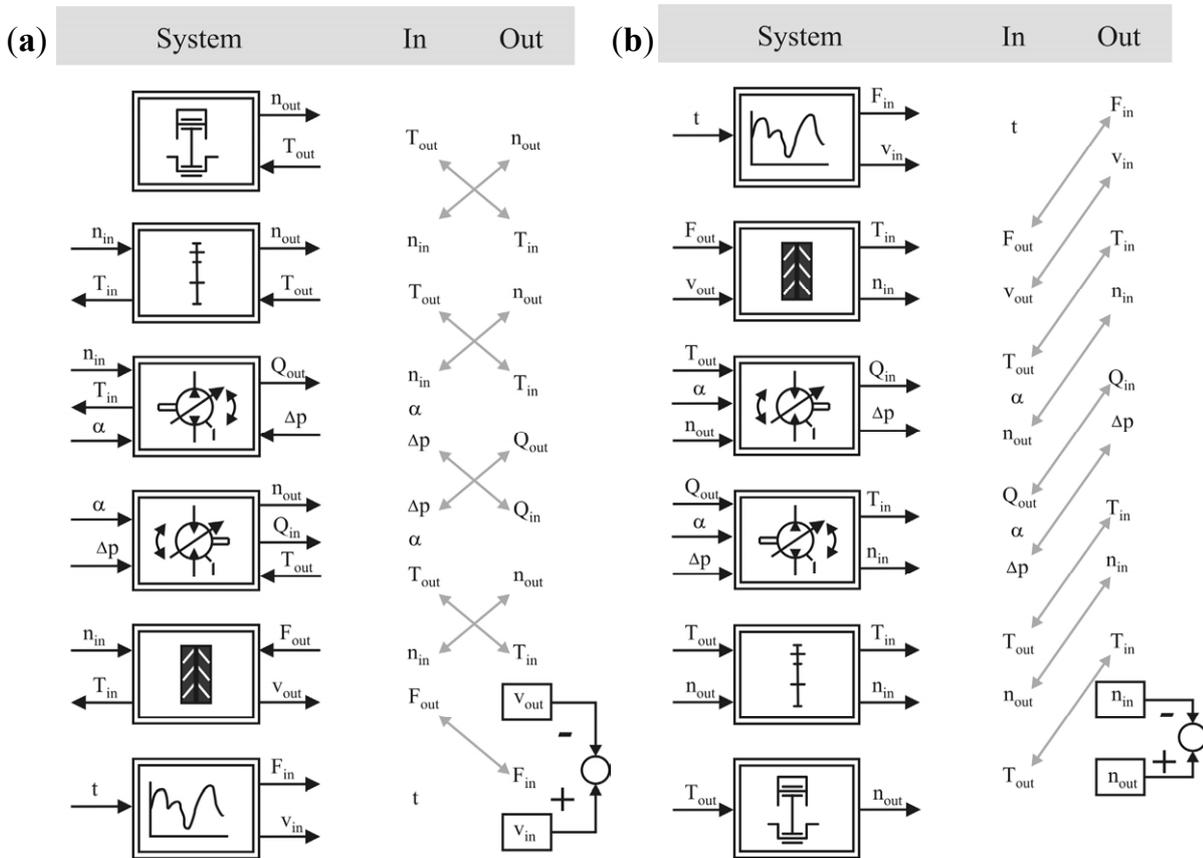


Bild 6-1: (a) Bidirektionale (b) Unidirektionale Kausalkette der Modellbildung

Im einen Fall müssen modellseitig zeitgleich die Dynamik der abgebildeten Systemkomponenten und der das Gesamtsystem beeinflussenden Regler mit dem realen System übereinstimmen. Im anderen Fall wird der Wert mindestens einer Stellgröße des Modells (bei Vernachlässigung der realen Dynamik) permanent so belegt, dass sie zu der erwünschten Übereinstimmung der zyklus- und modellseitigen Ausgangsgröße führt. Dies kann sowohl durch die Integration eines Modellreglers als auch numerisch durch eine iterative Nullstellensuche realisiert werden. Im bidirektionalen Ansatz ermöglicht der Modellregler, der unabhängig von den Reglern abgebildeter Systeme ist, durch den Vergleich des zyklusseitigen Sollwert mit dem modellseitigen Istwert der Fahrgeschwindigkeit einen Stelleingriff, sodass die Differenz gegen Null konvergiert. Im unidirektionalen Ansatz werden die Stelleingriffe durch Lösung einer algebrai-

schen Schleife berechnet, sodass die Forderung nach der Übereinstimmung der modellseitigen mit der zyklenseitigen Antriebsdrehzahl erfüllt ist.

Für die spätere Berechnung einer Referenzbetriebsführung als Vergleichsbasis sowie zur Bestimmung der quasistationären Betriebsführung wird der unidirektionale Ansatz gewählt.

6.1.1 Modellbildung und Implementierung in MATLAB/Simulink

Das Radladermodell wird nach der erarbeiteten Systematik aus **Tabelle 6-1** erstellt.

I.) Definition der Modellgrenzen und Modellannahmen

- 1.) Unendlich hohe Komponentendynamik
- 2.) Vollständige Information unter Sicherheit

II.) Strukturanalyse der modellierten Bilanzräume

- 1.) Aggregation des Systems zu Bilanzräumen
- 2.) Bestimmung der Schnittstellengrößen

III.) Modellgewinnung

- 1.) Kennfeldbasierte Implementierung der Bilanzraumsysteme
- 2.) Integration der systemimmanenten Wirkprinzipien durch Komponentenkopplung
- 3.) Implementierung einer festen Betriebsführung

Tabelle 6-1: Systematik bei der Modellbildung des Radladers L550

I.) Für die Modellbildung zur Berechnung einer optimalen Betriebsführung des Radladers werden die Modellgrenzen des Verifikationsbeispiels eng gefasst. Es wird exemplarisch ausschließlich der Fahrtrieb und die Arbeitshydraulik abgebildet, da die Integration der angrenzenden Maschinenteilsysteme wie Lenkung oder Bremse bei erhöhter Laufzeit- und Speicherplatzkomplexität zur Lösungsberechnung analog erfolgen kann. Der Antriebsstrang berücksichtigt ein schlupffreies Rad, den Endantrieb, das Achsverteilergetriebe, das hydrostatische Mehrmotorengetriebe und den Dieselmotor. Die Arbeitshydraulik wird in Form einer Leistungssenke, die über den Zyklus zu einer Zusatzbelastung des Dieselmotors führt, abgebildet.

I.1) Annahme 1: Für die Berechnung der quasistationär optimalen Betriebsführung wird von einer idealen Komponentendynamik ausgegangen. Das heißt, dass alle Komponenten oder Teilsysteme, die aufgrund eines Freiheitsgrades verstellbar sind, unendlich schnell (Verstellzeit $\rightarrow 0$ s) und ohne Einschwingvorgänge auf einen neuen Betriebspunkt eingestellt werden können.

I.2) Annahme 2: Es liegt vollständige Information unter Sicherheit vor. Das bedeutet, dass alle Ereignisse, die Auswirkungen auf die Erreichung der Zielvorgabe haben,

bekannt und der Zeitpunkt sowie die Häufigkeit ihres Eintritts deterministisch sind. Diese Annahme wird durch die Vorgabe eines Zyklus als Belastung für das Modell realisiert.

II.) Die Strukturanalyse des L550 ist in **Kapitel 4** bei der Darstellung der Hauptleistungspfade des Radladers erfolgt. Die Schnittstellengrößen der Teilsysteme des betrachteten Fahrtriebs und der Arbeitshydraulik sind die Leistungsgrößen Drehzahl, Drehmoment, Druck und Volumenstrom (n, T, p, Q) .

III.) Für die Gewinnung eines bei der Anwendung des Optimierungsverfahrens ressourcenschonenden Modells werden Kennfelder der Hydrostaten, des Dieselmotors und des mechanischen Getriebes benötigt.

Für die Hydrostaten liegen entweder Verlustkennfelder (T_{loss}, Q_{leak}) oder Effektivwertkennfelder (T_{eff}, Q_{eff}) vor. Sind diese direkt im Fahrzeug vermessen worden, ist der Wertebereich auf Größen unterhalb der Maximalleistungshyperbel begrenzt. Außerdem beinhalten diese Kennfelder in der Regel durch Sensor- und Verarbeitungsfehler bedingte nicht definierte Feldgrößen, die eine korrekte Verarbeitung unter MATLAB/Simulink erschweren. Deshalb werden verschiedene Funktionen implementiert, die durch Interpolation, Extrapolation und Diskretisierung der Kennfeldgrenzen auf die erforderliche Kennfeldzielgröße ein geeignetes 4-Quadranten-Kennfeld erzeugen und eine Reihe typischer Probleme (Interpolation an Kennfeldgrenzen, distinkte Vektoren etc.), die bei der skriptgesteuerten Umrechnung von Kennfelddaten auftreten, behandeln.

6.1.2 Betriebsführung, Referenz (als Vergleichsbasis)

Die durchgeführte Analyse der DOF des L550 zeigt, dass bei Erhalt der geschwindigkeitsabhängigen Ölmotorenverstellung (Kennliniensteuerung, vgl. [Pfa2003]) und Kupplungsbetätigung zur Übersetzungswahl im mechanischen Achsverteilergetriebe (AVG) nur der Pumpenschwenkwinkel α_p und die Dieseldrehzahl n_{Eng} frei wählbar sind. Nach der Festlegung einer der zunächst als frei wählbar angenommenen zwei Größen ergibt sich die andere implizit aufgrund der fluidisch-mechanischen Leistungskopplung der beiden Systemkomponenten Verstellpumpe und Dieselmotor.

In Anlehnung an die Darstellungen der automotiven Steuerung in [Dei2009, Koh2008] wird der modellseitig implementierten Maschinensteuerung zur Berechnung einer Referenzbetriebsführung (Vergleichsbasis der Optimierung) eine lineare

funktionale Beziehung zwischen Pumpenschwenkwinkel und Dieseldrehzahl n_{Eng} zugrunde gelegt, (6.1).

$$\alpha_{Pu} = f(n_{Eng}) = m \cdot n_{Eng} + a \quad (6.1)$$

Der Verlauf des Pumpenschwenkwinkels ist in **Bild 6-2** zusammen mit der Volllastkennlinie und der Maximalleistungskennlinie des antreibenden Dieselmotors dargestellt.

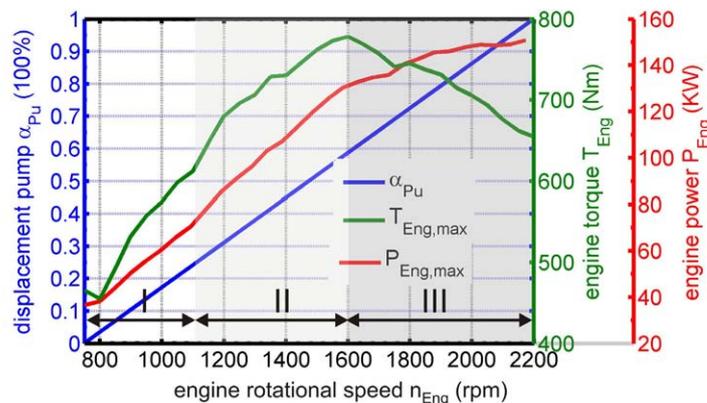


Bild 6-2: Pumpenschwenkwinkel als Funktion der Dieseldrehzahl

Die so bestimmte feste Steuertrajektorie des Pumpenwinkels wird den Leistungsfordernungen aus dem Fahrtrieb sowie den ebenfalls vom Dieselmotor zu erfüllenden überlagerten Leistungsfordernungen der Arbeitshydraulik im Y-Zyklus gerecht:

In Abschnitt **I** läuft der Dieselmotor mit einer niedrigen Drehzahl. Der von der Fahrpumpe geförderte Volumenstrom ist gering, sodass die Leistung des Fahrtriebs überwiegend vom sich einstellenden Lastdruck abhängt.

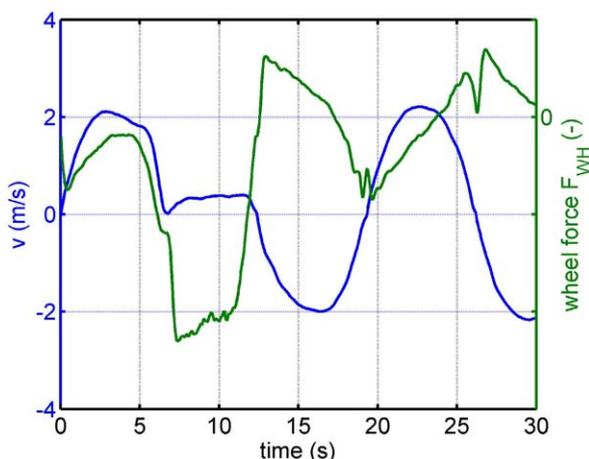
Im Abschnitt **II** vergrößert sich der Schwenkwinkel weiter. Bei unbetätigter Arbeitshydraulik steht dem Fahrtrieb deshalb bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten das im Dieselmotorkennfeld überproportional ansteigende Volllastmoment für die Beschleunigung zur Verfügung. Die hier angenommene lineare funktionale Beziehung kann durch die bedienerseitige Priorisierung der Arbeitshydraulik mittels Inchpedal jederzeit aufgelöst werden. Beim Inchen wird der für das Halten des Schwenkwinkels erforderliche drehzahlabhängige Steuerdruck (DA-Regelung, vgl. [Bos2007b, Bos2008]) durch Öffnen des Inchventils verringert, sodass die Fahrpumpe den Volumenstrom und damit die Leistungsanforderung des Fahrtriebs verringert. Folglich

steht mit zunehmendem Ventilöffnungsquerschnitt in steigendem Maße die Leistung des Dieselmotors der Arbeitshydraulik zur Verfügung.

In Abschnitt **III** werden der Maximalvolumenstrom und die maximale Dieselmotorleistung für eine maximale Fahrgeschwindigkeit abgegeben. Bei abtriebsseitiger steigender Last wird die Dieseldrehzahl gedrückt (was einhergeht mit einem Drehmomentanstieg), die Fahrgeschwindigkeit wird durch Reduktion des Schwenkwinkels verringert (Grenzlastregelung) und der im Gang 3 aktive Verstellmotor 1 vergrößert das Schluckvolumen.

Simulationsergebnisse

Die Darstellung der mittels Referenzbetriebsführung berechneten Stellgrößen- und Wirkungsräderverläufe über dem kurzen Y-Radlader-Ladezyklus (**Bild 6-3**) erfolgt in drei Schritten.



Im Schritt 1 werden der Wirkungsgrad des Fahrtriebs und der Pumpenschwenkwinkel ohne Berücksichtigung der Arbeitshydraulik berechnet. Im Schritt 2 erfolgt die Bestimmung derselben Größen mit Integration der Arbeitshydraulikleistung und Erhalt der Kennliniensteuerung der Verstellpumpe im Fahrtrieb.

Bild 6-3: Kurzes Y-Radlader-Ladespiel

Im Schritt 3 wird das Szenario aus Schritt 2 erneut berechnet, wobei die Verstellung der Dieselmotordrehzahl durch einen 2-Punkt-Leistungsregler vorgenommen wird, der die Betätigung des Inehverhaltens eines Bedieners nachbilden soll.

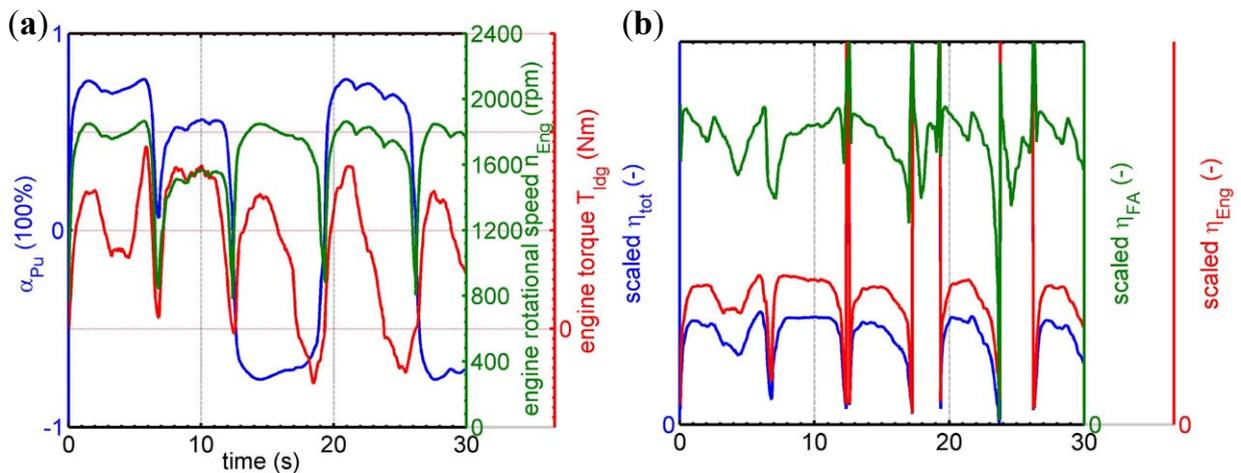
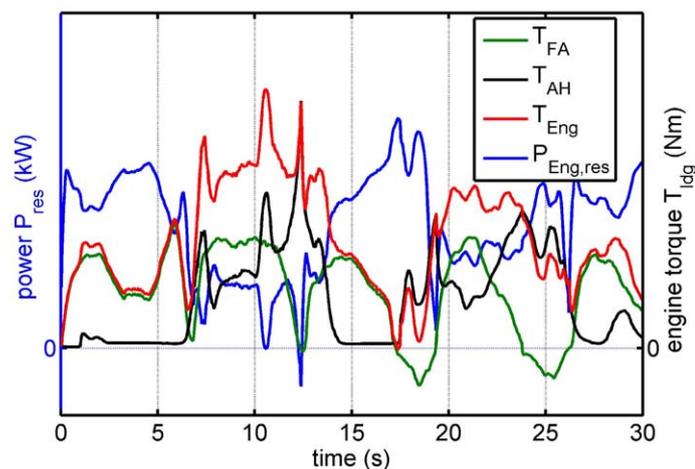
Schritt 1**Bild 6-4:** (a) Stellgrößen (b) Wirkungsgrade ohne Berücksichtigung der ArbeitshydraulikSchritt 2**Bild 6-5:** Drehmomente des Fahrtriebs und der Arbeitshydraulik, Summendrehtmoment auf den Dieselmotor, Leistungsreserve Dieselmotor mit Berücksichtigung der Arbeitshydraulik

Bild 6-4 illustriert die Stellgrößenverläufe sowie Wirkungsgrade des Fahrtriebs. Die Dieselmotordrehzahl n_{Eng} ist aufgrund der Kennliniensteuerung im reinen Fahrscenario ohne Betätigung der Arbeitshydraulik höher, als es die abgeforderte Leistung bedingt. Folglich kann durch eine alternative Steuerkennlinie die Drehzahl gesenkt und der Gesamtwirkungsgrad η_{tot} , der in hohem Maß durch den des Dieselmotors η_{Eng} bestimmt ist, angehoben werden.

Wird die für die Arbeitshydraulik erforderliche Leistung in die Betrachtung mit einbezogen, so zeigt sich, dass mit der hinterlegten Steuerkennlinie des Pumpen-

schwenkwinkels im Fahrtrieb vom Dieselmotor zwar das erforderliche Summen-
drehmoment $(T_{FA} + T_{AH}) = T_{Eng}$, nicht aber die erforderliche Gesamtleistung erbracht
werden kann. Diesen Zusammenhang verdeutlicht **Bild 6-5**. Es zeigt in Abhängigkeit
der kennlinienbasierten Pumpensteuerung im Fahrtrieb und der Drehmomentanfor-
derungen aus dem Arbeits- sowie Fahrtrieb die zu jedem Zeitpunkt des Zyklus ver-
fügbare Leistungsreserve $P_{Eng, res}$ (6.2) des Dieselmotors.

$$P_{Eng, res} = \left(n_{Eng} \cdot T_{Eng} \cdot \frac{2\pi}{60} \right) - \left[\left(\Delta p_{AH} \cdot Q_{AH} \cdot \frac{1}{\eta_{tot, AH}} \cdot \frac{5}{3} \right) + \left(n_{Pu, FA} \cdot T_{Pu, FA} \cdot \frac{2\pi}{60} \right) \right] \quad (6.2)$$

Zum Zeitpunkt $t = 12,5\text{ s}$ ist $P_{Eng, res} < 0$, was zu einem Drehzahleinbruch und zum
Ausgehen des Dieselmotors führen würde (in der Simulation zu Demonstrationszwe-
cken temporär zugelassen). Folglich ist der Zyklus nur durchfahrbar, falls die Inch-
funktion, die zur temporären Auflösung der Kennliniensteuerung führt, berücksichtigt
wird.

Schritt 3

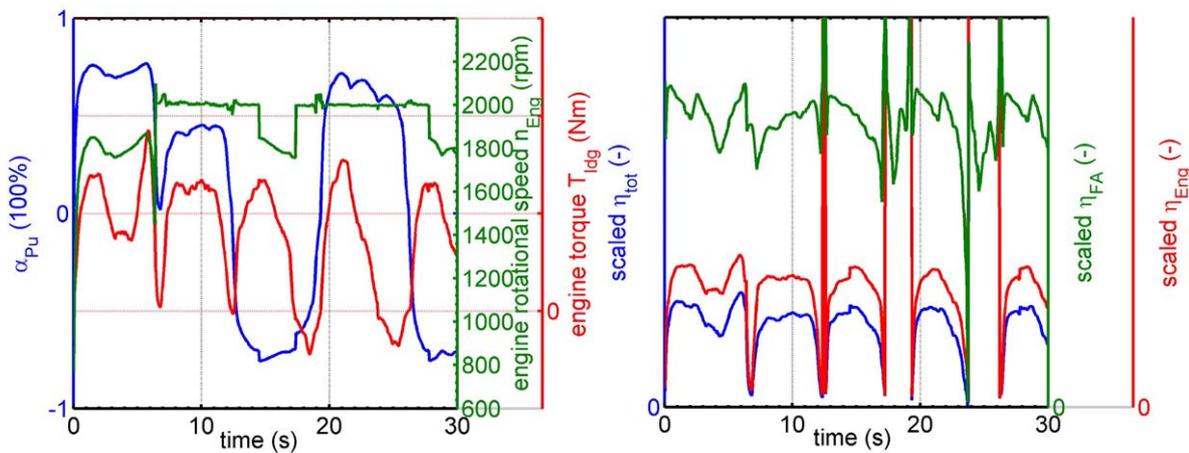


Bild 6-6: (a) Stellgrößen (b) Wirkungsgrade mit Berücksichtigung der Arbeitshydraulik und Inchfunktion

Die sich ergebenden Auswirkungen auf die Stellgrößenverläufe und Wirkungsgrade
sind in **Bild 6-6** dargestellt: Mit der Dieseldrehzahlerhöhung während der Betätigung
des Inchpedals in den Zeitbereichen 6,4-14,5 s und 17,4-27,8 s sinkt der Gesamtwir-
kungsgrad im Fahrtrieb aufgrund des niedrigeren Dieselmotorwirkungsgrads.

6.2 Optimale Betriebsführung, quasistationär

Zur Verifikation des quasistationären Ansatzes wird die quasistationär optimale Betriebsführung mit demselben Simulationsmodell des Radladers L550 bestimmt. **Bild 6-7** beinhaltet das Schema der Berechnung.

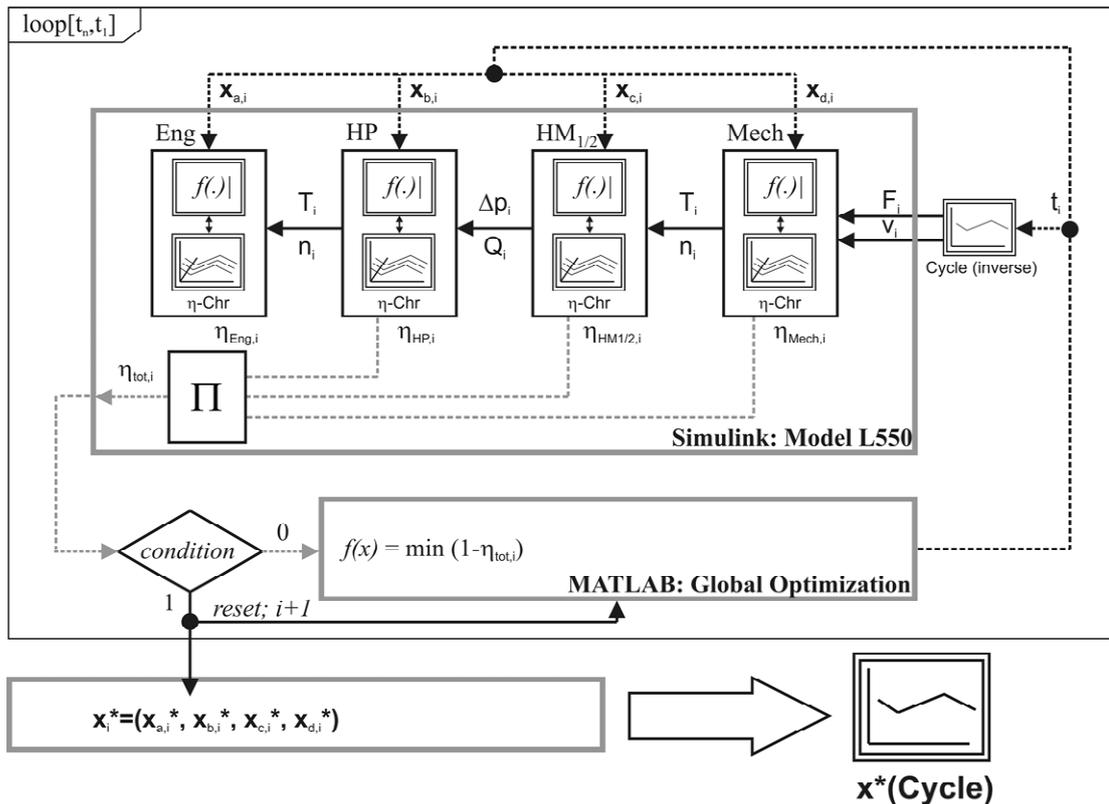


Bild 6-7: Simulationsgestützte Berechnung der optimalen Betriebsführung

Die verwendete Kostenfunktion (6.3) lautet:

$$f(\bar{x}, \bar{p}) = \sum_{t=t_1}^{t_n} P_{out,t} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{tot,t}(\bar{x}_t)} - 1 \right) \cdot \Delta t \quad (6.3)$$

Es ist offensichtlich, dass aufgrund der gewählten Kostenfunktion die Summe der Energieverluste beim Übergang von einer Maschinenkonfiguration zum Zeitpunkt (t_{i-1}) zu allen möglichen Folgekonfigurationen in t_i identisch ist, da die aktuell geforderte Abtriebsleistung P_{out} gleich ist. Deshalb kann das Optimum x_i^* für jede Entscheidungsstufe t_i (Zeitpunkt des mit Δt diskretisierten Zyklus) durch eine globale Suche des Wirkungsgradmaximums aller Komponenten bestimmt werden. Da die Komponentenmodelle quasistationär sind, ist eine Simulationsschrittweite von $h = \Delta t$

ausreichend. Für die quasistationäre Bewertung wird dennoch das BELLMAN-Verfahren implementiert, sodass auch für Kostenfunktionen, die zu unterschiedlichen Kantebewertungen führen, das mehrstufige Optimierungsproblem gelöst werden kann.

Simulationsergebnisse

Bild 6-8 (a) zeigt den Verlauf der Stellgrößen Dieselmotordrehzahl, Dieselmotordrehmoment und Pumpenschwenkwinkel, **Bild 6-8 (b)** den Gesamtwirkungsgradverlauf im Fahrtrieb unter Vernachlässigung der Arbeitshydraulik. Der Grund für den stufenförmigen Verlauf bei Verwendung des BELLMAN-Verfahrens liegt in der für die Berechnung der Optimallösung vorgenommenen Diskretisierung. Die Lösung der globalen Suche mittels Pattern-Search-Algorithmus liefert hingegen einen nahezu stetigen Verlauf.

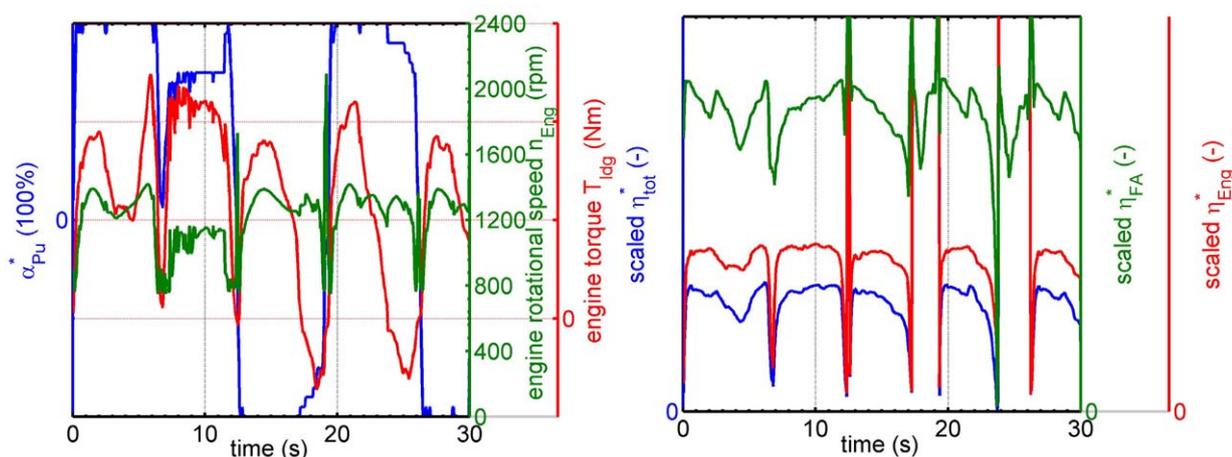


Bild 6-8: (a) Optimierte Stellgrößen (b) Optimierte Wirkungsgrade im Fahrtrieb ohne Berücksichtigung der Arbeitshydraulik (berechnet mit BELLMAN-Verfahren)

Bild 6-9 (a) illustriert die Verläufe derselben Größen, wobei die zusätzliche Leistungsanforderung der Arbeitshydraulik während der Optimierung berücksichtigt wird. Es zeigt sich, dass das zuvor identifizierte Einsparpotenzial (im Vergleich zur Referenzbetriebsführung) durch ein Absenken der Dieselmotordrehzahl aufgrund der Arbeitshydraulikforderung nur bedingt ausgeschöpft werden kann. In Hinblick auf den realen Betrieb bleibt die Fragestellung offen, inwieweit ein vom vorgegebenen Geschwindigkeitswunsch gelöster, automatisiert eingestellter Motordrehzahlverlauf beim Maschinenbediener Akzeptanz finden würde.

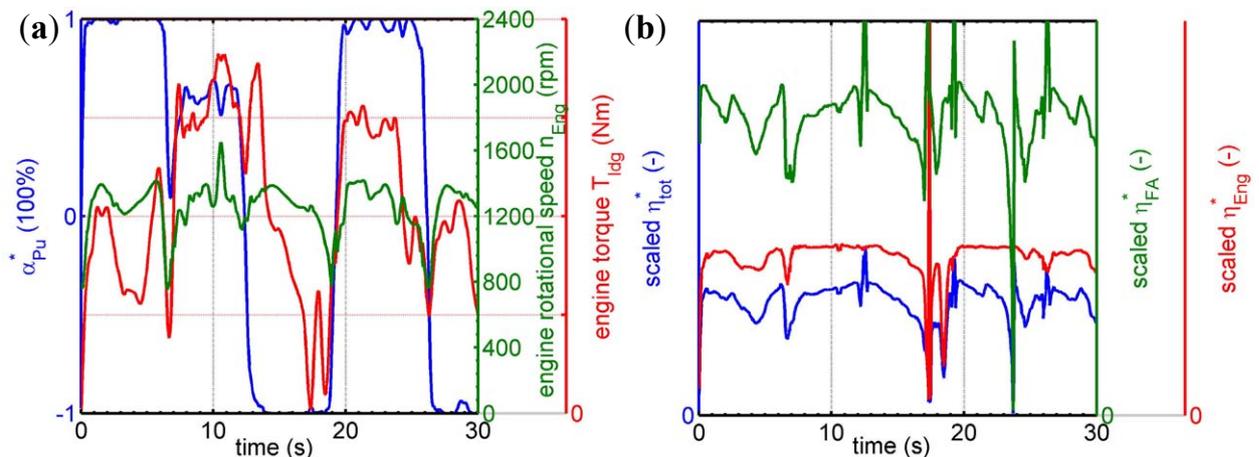


Bild 6-9: (a) Optimierte Stellgrößen (b) Optimierte Wirkungsgrade im Fahrtrieb mit Berücksichtigung der Arbeitshydraulik (berechnet mit Pattern Search)

6.3 Optimale Betriebsführung, dynamisch

Zur Berechnung der Betriebsführung nach der dynamischen Betriebsstrategie wird das bestehende Modell der quasistationären Optimierung erweitert. Es werden die Verstellenergien der einzelnen Komponenten beim Übergang von einem in einen darauffolgenden Betriebspunkt berücksichtigt. Verstellenergie wird wie folgt definiert:

- **Verstellenergie**

bezeichnet die von extern oder direkt aus einem System bereitgestellte Energie $W_{tr,ij}$, die erforderlich ist, um von einem Zustand s_i in einen Folgezustand s_j zu gelangen. Es werden zwei Arten von Verstellenergien unterschieden:

- **Typ 1:** ist die Energie, die einem System aus seiner Peripherie zugeführt wird, um die Veränderung einer Stellgröße zu bewirken, die das System in eine (der vorgegebenen Führungsgröße entsprechende) andere Konfiguration bringt.
- **Typ 2:** ist die Energie, die sich (nach einer Führungs- oder Störgrößenänderung) aus dem Zeitintegral der während der Einschwingzeit des Systems anliegenden äußeren Leistung, gewichtet mit dem sich währenddessen veränderndem Systemwirkungsgrad, ergibt. (vgl. **Kapitel 2:** Verbrauch des drehzahlge-regelten Dieselmotors bei einem Führungsgrößenprung).

Zur Veranschaulichung des Ansatzes wird exemplarisch für die Verstellung des Pumpenschwenkwinkels ein PT2-Verhalten angenommen. Der Dieselmotor, dessen dynamisches Verhalten aus **Kapitel 2** bekannt ist, sowie weitere Systemkomponenten können in zukünftigen Arbeiten analog eingebunden werden.

Kostenfunktion

Die Kosten für den transienten Betriebspunktübergang eines Systems ergeben sich aus der Summe der Verstellenergien des Typs 1 W_{tr1} und des Typs 2 W_{tr2} . Für eine Axialkolbeneinheit in Schrägscheibenbauweise wie im L550 kann die Verstellenergie vom Typ 1 $W_{tr1,\Delta\alpha}$ für die Änderung des Schwenkwinkels von α_1 auf α_2 nach [Iva1993] aus dem schrägscheibenseitig wirkenden Drehmoment berechnet werden (6.4).

$$W_{tr1,\Delta\alpha} = - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_x \cdot d\alpha = - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_x(\varphi, \alpha) \cdot d\alpha = - \int_{t_1}^{t_2} M_x(\varphi(t), \alpha(t)) \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot dt \quad (6.4)$$

Das Drehmoment $M_{tr1,\Delta\alpha}$ lässt sich aus den Resultierenden der Druck-, Reibungs- sowie beschleunigungsabhängigen Kolbenkräfte und dem wirksamen Verstellhebelarm bestimmen.

Aufgrund der Annahme eines PT2-Verhaltens bei einer Schwenkwinkeländerung kann die Verstellenergie W_{tr2} über der Einschwingdauer gemäß **Bild 6-10** nach (6.5) berechnet werden.

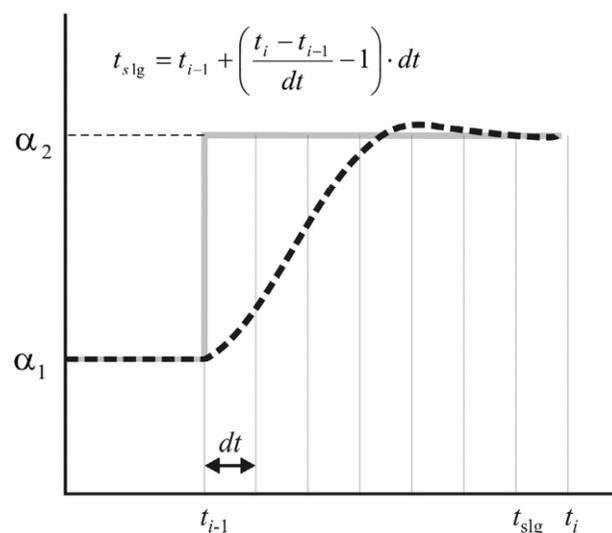


Bild 6-10: Angenommener PT2-Schwenkwinkelverlauf bei Führungsgrößensprung

$$W_{tr2,\Delta\alpha} = - \int_{t_{i-1}}^{t_{slg}} P_{out} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{tot,t}(\bar{x}_t)} - 1 \right) \cdot dt \quad (6.5)$$

Bei der programmiertechnischen Umsetzung unter MATLAB wird für die gegebene Zeitdiskretisierung ($\Delta t = t_i - t_{i-1}$) der BELLMAN-Optimierung eine Simulationsschrittweite $h < \Delta t$ so gewählt, dass die Dynamik der höchstdynamischen Zustandsvariablen erfasst werden kann. Die Bestimmung der Optimallösung erfolgt in der Form, dass zunächst für jeden BELLMAN-Zeitschritt, in Abhängigkeit des Gradienten der betrachteten Zustandsänderung die maximal erforderliche Einschwingdauer t_{slg} berechnet wird. Dann werden in mehreren Simulationsläufen die für alle möglichen Verstellungen anfallenden Kosten ($W_{tr1} + W_{tr2}$) bestimmt und das Minimum für den bisherigen Gesamtzyklus berechnet.

Simulationsergebnisse

Bild 6-11 (a) zeigt die diskretisierte Steuertrajektorie der Stellgrößen bei dynamischer Optimierung, **Bild 6-11 (b)** die entsprechenden Wirkungsgrade.

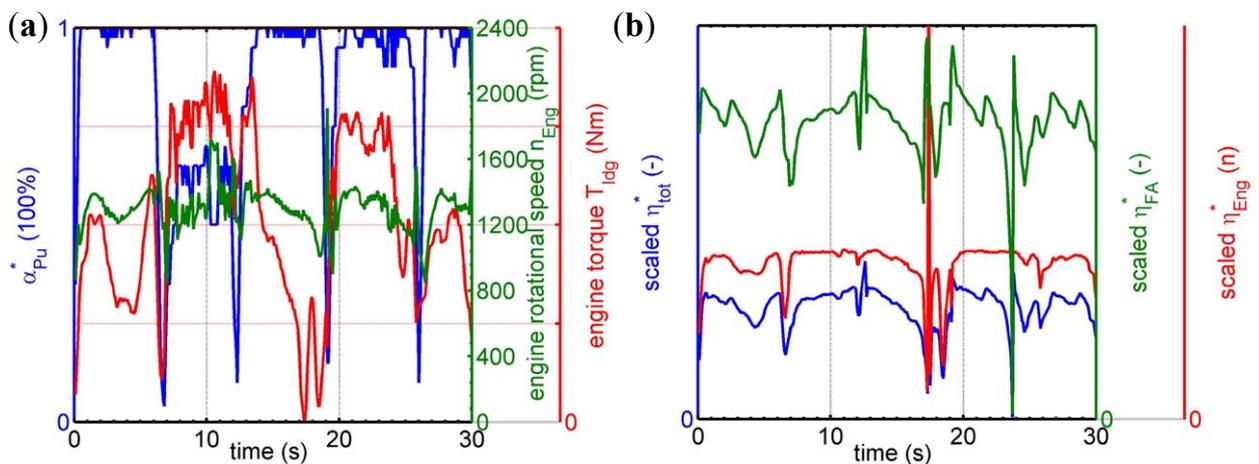


Bild 6-11: (a) Dynamisch optimierte Stellgrößen (b) Dynamisch optimierte Wirkungsgrade im Fahrtrieb mit Berücksichtigung der Arbeitshydraulik

6.4 Vergleich

Ein Vergleich der drei berechneten Betriebsführungen kann anhand der mittels Kostenfunktion bestimmten Kosten entlang der Zykluszeit durchgeführt werden. Die entsprechenden Verläufe der integrierten Kosten sind in **Bild 6-12** gegenübergestellt.

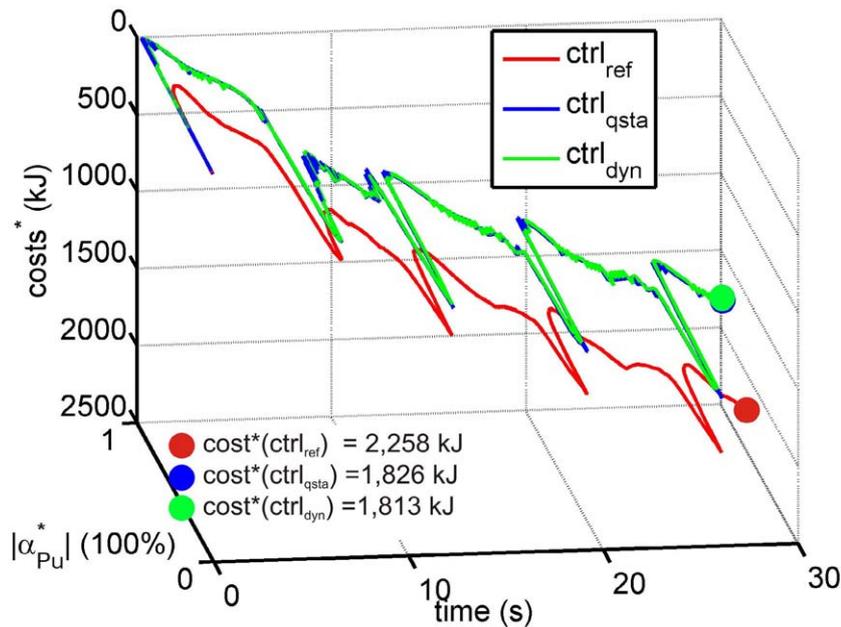


Bild 6-12: Kostenverläufe der Referenz-, quasistationären und dynamisch berechneten Betriebsführung

Zusammenfassung und Bewertung

Die Kosten für die quasistationär sowie dynamisch berechneten Betriebsführungen liegen deutlich unter denen der Referenzbetriebsführung. Der Grund hierfür ist, dass eine zyklusspezifische Optimierung, die zu den Steuertrajektorien für die einzelnen Stellgrößen führt, eine für den Gesamtzyklus wirkungsgradoptimale Konfigurationsfolge ermöglicht. Die Arbeit belegt damit, dass der vorgestellte Optimierungsansatz zu einer Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads und einer Reduktion des zyklusspezifischen Kraftstoffverbrauchs führen kann.

Die dynamische Betriebsführung weist im Vergleich zur quasistationären im vorgestellten Beispiel nur marginale Effizienzvorteile auf. Der Grund hierfür liegt in den geringen Verstellenergien des Typs 1 und den hohen Energierückflüssen des Typs 2 bei der Verstellung einer hydrostatischen Einheit (Anmerkung: Die gezogenen Bilanzgrenzen zur Kostenberechnung berücksichtigen bisher nicht die permanent auftre-

tenden Verluste, die sich aufgrund einer hydrostatischen Verstellung im Steuerkreis ergeben). Deshalb ist die Amortisationsdauer kleiner als die gemäß des definierten PT2-Verlaufs angenommene Einschwingzeit der Verstellgröße. Eine Verstellung in einen wirkungsgradbesseren Zielbetriebspunkt führt folglich unmittelbar zu einem zu erwirtschaftenden Nutzen. Weitere Arbeiten werden zeigen müssen, ob die Integration trägerer Systeme mit hohen Verstellkosten des Typs 1 (wie der Dieselmotor, vgl. **Kapitel 3**) zu einem deutlicheren Effizienzvorteil der dynamischen Betriebsführung führen kann.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Vorgehensweise zur Modellbildung des Primärenergilieferanten Dieselmotor. Im Fokus stehen das transiente Drehzahl- sowie Verbrauchsverhalten. Die wesentlichen Komponenten der zu betrachtenden Steuerketten innerhalb mobiler Arbeitsmaschinen sind im Hinblick auf ihre Rolle im Gesamtmaschinenmanagement untersucht worden und dienen damit als Basis für eine Berücksichtigung in den vorgestellten Optimierungsansätzen. Die Optimierungsstrategien erlauben die Einbringung weiterer Komponenten oder Teilsysteme und damit die Integration weiterer verschiedener, hierarchisch untergeordneter Regelmechanismen. So besteht beispielsweise die Möglichkeit, die deutlich höherdynamischen Hydrostatenverstellungen mit deren Auswirkungen auf das Fahr- sowie das Verbrauchsverhalten in die Entwicklung neuer Betriebsführungsansätze zu integrieren. Die normative Festlegung der für diese Thematik verwendeten Begrifflichkeiten sorgt für übergreifende Transparenz der beschriebenen Optimierungsansätze und berücksichtigt wesentliche Ausarbeitungen auf diesem Gebiet.

Zur Höherqualifizierung des vorgestellten Ansatzes zur Abbildung des Dieselmotors ist bei der Modellbildung für den Primärenergilieferanten die Möglichkeit zu untersuchen, das Steuergeräte- und Abgasturboladermodell weiter zu detaillieren und Peripherieaggregate einzubeziehen. Außerdem sollte die Möglichkeit untersucht werden, mit dem Motormodell erstellte stationäre Kennfelder in der Form zu skalieren, dass sie bei hoher Abstraktion das Verbrauchsverhalten anderer Motortypen abbilden können.

Darüber hinaus kann ein Abgasmodell für den Nachweis eines ökologischen Betriebs der mobilen Arbeitsmaschine einbezogen werden, was auch im Hinblick auf die verschärften Emissionsvorschriften von zunehmendem Interesse sein wird.

In der Simulationstechnik ist erhebliches Entwicklungspotenzial bei der Weiterentwicklung einer objektiven Validierungsmethode für Simulationsmodelle identifiziert worden. Beispielsweise sind Fehler in der Messkette zu berücksichtigen, um dem Anspruch einer Einstufung des Simulationsmodells in die gewünschte Genauigkeitsklasse gerecht zu werden.

Die Weiterentwicklung eines Gesamtmaschinenmanagements nach dem vorgestellten Ansatz der dynamischen Betriebsstrategie erfordert die Bereitstellung eines geeigneten Prädiktormoduls. Zwei Funktionen sind hierbei von primärem Interesse: Erstens müssen aus dem Prädiktor bisher unbekanntes Belastungs- und Fahrsituationen Muster gewonnen und zur weiteren Nutzung in Form einer Wissensdatenbank zur Verfügung gestellt werden. Zweitens soll das Modul auf Basis von Sensordaten der Maschine die aktuelle Fahrsituation frühzeitig einem der bereits erfassten Muster zuordnen, um dann das gesamte Belastungsprofil des Musters als wahrscheinlichkeitsgewichtetes prädiziertes Horizont für die Optimierung nutzen zu können. Ergänzend hierzu sind weitere Untersuchungen erforderlich, um den Nutzen und die Umsetzbarkeit des Amortisationsdauer- sowie des Kapitalwertkriteriums der dynamischen Betriebsstrategie anhand einer Beispielmaschine zu validieren.

Bei konsequenter Fortführung der vorliegenden Arbeit kann ein umfassendes multifunktionales „knowledge-based“ Optimierungssystem für mobile Arbeitsmaschinen entstehen. Die Vision ist die Entwicklung eines lernfähigen Gesamtmaschinenmanagements, das selbstoptimierend, selbstkonfigurierend und ausfallresistent auf veränderliche eintretende Fahrsituationen reagiert, die Effizienz der Maschine erhöht und den Bediener entlastet.

A Anhang – Dynamisches Dieselmotormodell

A.1 Zustandsdifferentialgleichungen (Z-DGL) der Regelstrecke

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t)$$

$$\dot{x}_2(t) = \frac{1}{J_{red}} \cdot \sum T_x = \frac{1}{J_{red}} \cdot ((T_{cmb}(t) + T_{mosc}(t) - \bar{T}_{fr}(t)) - u_2(t))$$

$$\dot{x}_3(t) = \frac{R}{c_v \cdot C(t)} \cdot \left[A(t) - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) \cdot x_3(t) \cdot D(t) \right] \cdot x_2(t)$$

$$\dot{x}_4(t) = \frac{1}{c_v \cdot m_L} \cdot \left[A(t) \left(1 - c_v \cdot x_4(t) \cdot \frac{1}{H_u} \right) - x_3(t) \cdot D(t) \right] \cdot x_2(t)$$

- $A(t)$

Fall I : $355^\circ \leq x_1(t) \leq 355^\circ + \varphi_{cl}$

$$A(t) = \left(\frac{u_1(t)}{\varphi_{cl}} \cdot a_v \cdot (m_v + 1) \cdot \left(\frac{x_1(t) - 355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{m_v} \cdot e^{-a_v \cdot \left(\frac{355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{(m_v + 1)}} \right) - \dots$$

$$\dots (\alpha_G(t) \cdot A_w \cdot (x_4(t) - Tmp_w))$$

Fall II : sonst

$$A(t) = -(\alpha_G(t) \cdot A_w \cdot (x_4(t) - Tmp_w))$$

$$\text{mit } \alpha_G(t) = 0,013 \cdot d_{pis}^{-0,2} \cdot x_3(t)^{0,8} \cdot x_4(t)^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot Tmp_{InCl}}{P_{InCl} \cdot V_{InCl}} \cdot (x_3(t) - B(t)) \right]^{0,8}$$

- $B(t)$

$$B(t) = u_3(t) \cdot \left(\frac{V_h}{C(t)} \right)^k$$

- $C(t)$

$$C(t) = V_z(\varphi(t)) = A_{pis} \cdot r \cdot \left(1 - \cos(x_1(t)) - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(x_1(t))} + \frac{1}{\lambda} \right) + V_c$$

- $D(t)$

$$D(t) = \frac{dV_z(\varphi(t))}{d\varphi(t)} = A_{Pis} \cdot r \cdot \left(\sin(x_1(t)) + \frac{\lambda \sin(x_1(t)) \cdot \cos(x_1(t))}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(x_1(t))}} \right)$$

A.2 Vektorform der Z-DGL der Regelstrecke

$$\dot{\bar{x}} = \bar{a}(\bar{x}) + \bar{b}(\bar{x})\bar{u} + \bar{z}(\bar{x}) = \begin{bmatrix} x_2 \\ a_2(\bar{x}) \\ a_3(\bar{x}) \\ a_4(\bar{x}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -1/J_{red} \\ b_3(\bar{x}) \\ b_4(\bar{x}) \end{bmatrix} \bar{u} + \begin{bmatrix} 0 \\ z_2(\bar{x}) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

mit den nichtlinearen Funktionen a_i :

$$a_2(x_1, x_2, x_3) = \frac{1}{J_{red}} \left[\begin{array}{l} \left(\frac{V_h}{2} \cdot x_3(t) \cdot \left(\sin(x_1(t)) + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin(2 \cdot x_1(t))}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(x_1(t))}} \right) \right) + \dots \\ \left(m_{osc} \cdot r^2 \cdot (x_2(t))^2 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(x_1(t)) - \frac{1}{2} \cdot \sin(2 \cdot x_1(t)) - \dots \right. \right. \\ \left. \left. \dots \frac{3}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(3 \cdot x_1(t)) - \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 \cdot \sin(4 \cdot x_1(t)) \right) \right) \end{array} \right]$$

$$a_3(x_1, x_2) = \frac{R \cdot \left[-\alpha_G(t) \cdot A_W \cdot (x_4(t) - Tmp_W) - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) \cdot x_3(t) \cdot A_{Pis} \cdot r \cdot \left(\sin(x_1(t)) + \frac{\lambda \sin(x_1(t)) \cdot \cos(x_1(t))}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(x_1(t))}} \right) \right] \cdot x_2(t)}{c_v \cdot \left(A_{Pis} \cdot r \cdot \left(1 - \cos(x_1(t)) - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(x_1(t))} + \frac{1}{\lambda} \right) + V_c \right)}$$

$$a_4(x_1, x_3, x_4) = \frac{x_2(t)}{c_v \cdot m_L} \cdot \left[\begin{array}{l} -\alpha_G(t) \cdot A_W \cdot (x_4(t) - Tmp_W) \cdot \left(1 - c_v \cdot x_4(t) \cdot \frac{1}{H_u} \right) - \dots \\ x_3(t) \cdot A_{Pis} \cdot r \cdot \left(\sin(x_1(t)) + \frac{\lambda \sin(x_1(t)) \cdot \cos(x_1(t))}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(x_1(t))}} \right) \end{array} \right]$$

mit den nichtlinearen Funktionen b_i :

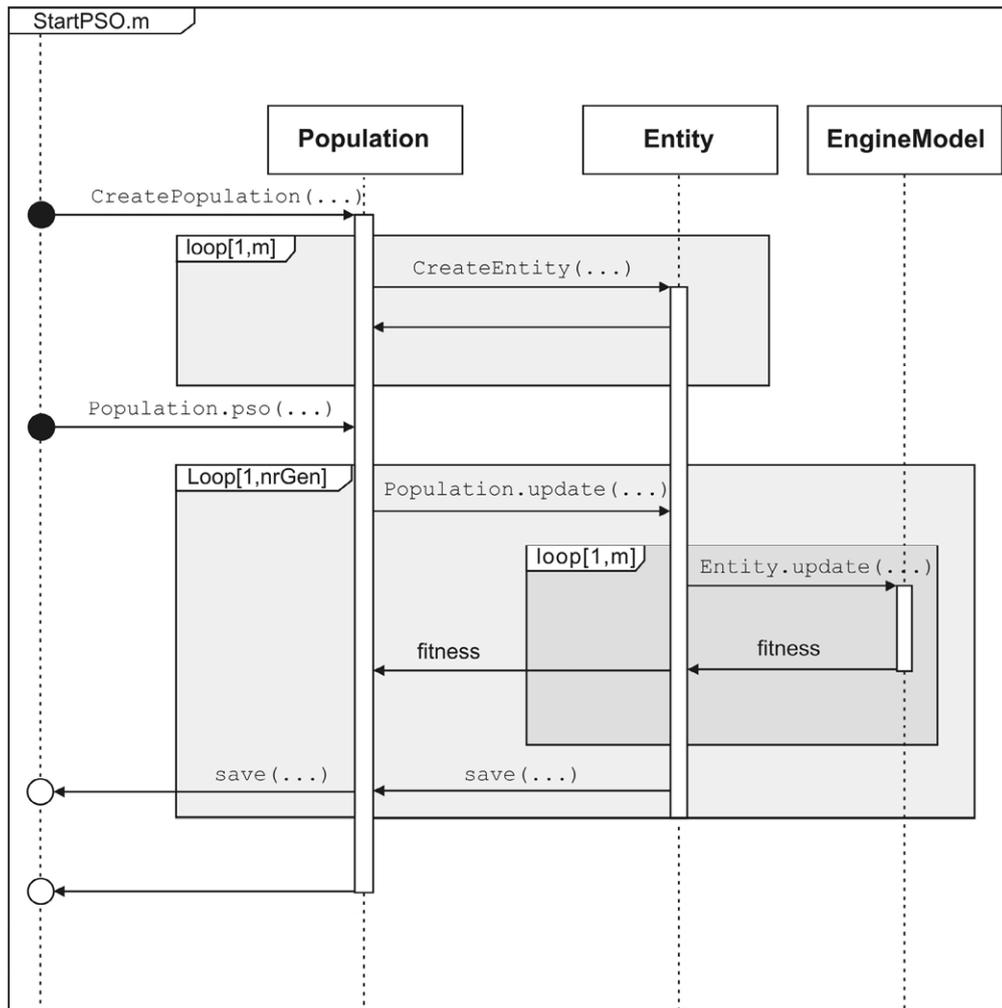
$$b_3(x_1, x_2) = \begin{cases} \text{Fall I : } 355^\circ \leq x_1(t) < 355^\circ + \varphi_{cl} \\ \frac{R}{\varphi_{cl}} \cdot a_v \cdot (m_v + 1) \cdot \left(\frac{x_1(t) - 355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{m_v} \cdot e^{-a_v \left(\frac{355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{(m_v + 1)}} \\ \frac{c_v \cdot \left(A_{pis} \cdot r \cdot \left(1 - \cos(x_1(t)) - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(x_1(t))} + \frac{1}{\lambda} \right) + V_c \right)}{\varphi_{cl}} \cdot x_2(t) \\ \text{Fall II : } 0^\circ \leq x_1(t) < 355^\circ \vee 355^\circ + \varphi_{cl} < x_1(t) \leq 720^\circ \\ 0 \end{cases}$$

$$b_4(x_1, x_2, x_4) = \begin{cases} \text{Fall I : } 355^\circ \leq x_1(t) < 355^\circ + \varphi_{cl} \\ \frac{x_2(t)}{c_v \cdot m_L} \cdot \left(1 - c_v \cdot x_4(t) \cdot \frac{1}{H_u} \right) \cdot \frac{a_v}{\varphi_{cl}} \cdot (m_v + 1) \cdot \left(\frac{x_1(t) - 355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{m_v} \cdot e^{-a_v \left(\frac{355^\circ \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right)}{\varphi_{cl}} \right)^{(m_v + 1)}} \\ \text{Fall II : } 0^\circ \leq x_1(t) < 355^\circ \vee 355^\circ + \varphi_{cl} < x_1(t) \leq 720^\circ \\ 0 \end{cases}$$

und

$$z_2(x_2) = -\frac{1}{J_{red}} \left(\frac{V_H \cdot \left(0,07 \cdot (\varepsilon - 4) + 0,4 \cdot \frac{60 \cdot x_2(t)}{2\pi \cdot 1000} + 0,4 \cdot \left(\frac{2 \cdot r \cdot x_2(t)}{\pi \cdot 10} \right)^2 \right)}{4 \cdot \pi} \right)$$

A.3 Parameteroptimierung mit PSO: UML-Sequenzdiagramm



- m:= Anzahl der Entities einer Population
- nrGen:= Anzahl der Generationen (Iterationen)

A.4 Parameteroptimierung mit PSO: Exemplarischer Codeauszug

Contents

```
% Estimate parameters in engine-model by using optimization algorithm (PSO)
% -----
% SYNTAX:   no function use, start by pressing run-button
%
% INPUTS:   - measurement data           (set path to according directories)
%           - engine model parameters (set path to according directories)
%
% OUTPUTS:  - result file                 (auto-save)
%
% AUTHOR:   blie, mue, yu MOBIMA, Karlsruhe Institute of Technology (KIT)
% DATE:     2010-07
% VERSION:  2.0
% CHANGES: - structural adaption
%
```

Load measurement

```
load 070227_011_mod_PSO.mat
```

Load default model params

```
load parDEUTZBF6M1013EC.mat
```

Initialize algorithm

```
% algorithm data
nrent      = 2;                               % number of entities
bounds     = [9e-8,5e-7;9e-8,7e-7;1e-9,2e-8;0.8,1.2]; % bounds params
mutation   = 0.1;                             % mutation ratio
inertia    = 0.3*ones(length(bounds(:,1)),1); % inertia of params
maxspeed   = 0.3;                             % speed limits
speed     = zeros(length(bounds(:,1)),1);     % start speed
func      = 'Func_Engine_PSO';               % name obj. function
name      = '4Par_Pop';                      % name population
dir       = 'ResDir';                        % save directory
```

Create problem instance

```
pop=population(nrent,bounds,mutation,inertia,maxspeed,speed,func,name,dir);
```

```
Elapsed time is 53.493564 seconds.
```

```
entity updated:
```

```
Parameter: [ 1.8626e-007 3.0543e-007 1.6603e-008 0.80616]
```

```
Fitness: 2347578631.1444
```

```
Elapsed time is 54.820051 seconds.
```

```
entity updated:
```

```
Parameter: [ 1.0764e-007 1.9308e-007 1.3333e-008 1.0927]
```

```
Fitness: 3735028980.1675
```

```
population initialized successfully.
```

Execute optimization

```
nrGen = 2; % number generations
saveInt = 1; % save interval
```

```
pop.pso(nrGen,saveInt); % Continue later runs:
                        % 1. Load one generation of one population to WS
                        % 2. Recall pop.pso
```

```
Elapsed time is 54.238353 seconds.
entity updated:
Parameter: [ 3.9532e-007 4.7163e-007 9.1551e-009 1.0034]
Fitness:   3144272752.0026
-----
Elapsed time is 54.953324 seconds.
entity updated:
Parameter: [ 2.4523e-007 1.853e-007 2.4151e-009 1.1377]
Fitness:   3600142079.3089
-----
*****POPULATION*****
No. Parameters: 4
No. Generation: 2
-- -- BEST ENTITY -- --
Parameter: [ 1.8626e-007 3.0543e-007 1.6603e-008 0.80616]
Fitness:   2347578631.1444
*****END--END*****
Generation 2 done.
Elapsed time is 53.745812 seconds.
entity updated:
Parameter: [ 2.6864e-007 6.4198e-007 8.7657e-009 0.8887]
Fitness:   1196365673.2784
-----
Elapsed time is 53.653102 seconds.
entity updated:
Parameter: [ 2.9822e-007 6.566e-007 9.7181e-009 0.99556]
Fitness:   3033295154.0282
-----
*****POPULATION*****
No. Parameters: 4
No. Generation: 3
-- -- BEST ENTITY -- --
Parameter: [ 1.8626e-007 3.0543e-007 1.6603e-008 0.80616]
Fitness:   2347578631.1444
*****END--END*****
Generation 3 done.
No. Parameters: 4
No. Generation: 3
-- -- BEST ENTITY -- --
Parameter: [ 2.6864e-007 6.4198e-007 8.7657e-009 0.8887]
Fitness:   1196365673.2784
Results saved to: ResDir\pso_20100726T2335014Par_Pop\
...
```


B Anhang – Gesamtmaschinenmanagement

B.1 Amortisationsdauerkriterium – Herleitung

$$W_{lr,ij} < \sum_{t=1}^{t_A} \underbrace{\Delta P_{in,t}}_{\Delta W_t} \cdot \Delta t \cdot (1 + (a - p(E_t)))^{-t}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{in,t} &= \Delta P_{in,t}(S_j^*) - \Delta P_{in,t}(S_i) = \\ &= \left(\frac{\Delta P_{out,t}(S_j^*)}{\eta_t(S_j)} \right) - \left(\frac{\Delta P_{out,t}(S_i)}{\eta_t(S_i)} \right) = \\ &= \Delta P_{out,t} \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_t(S_j^*)} \right) - \left(\frac{1}{\eta_t(S_i)} \right) \right] = \\ &= \Delta P_{out,t} \cdot \left(\frac{\eta_t(S_i) - \eta_t(S_j^*)}{\eta_t(S_i) \cdot \eta_t(S_j^*)} \right) < 0, \text{ da } \eta_t(S_j^*) > \eta_t(S_i) \end{aligned}$$

C Literatur- und Quellenverzeichnis

- [Ach2008] ACHTEN, P. et alias: Energy efficiency of the Hybrid, Proc. IFK2008, March 31 - April 2, 2008, Dresden, Germany.
- [Agc2009] AGCO GMBH (HRSG.): Dieselmotoren Datenblätter, URL: www.agcosisupower.com, 2009-11-01.
- [Agc2010] AGCO GMBH (HRSG.): Fendt Stability Control (FSC), URL: www.fendt.com, 2010-06-10.
- [Alf2007] ALFIERI, E. et alias: Emissionsgeregelte Dieselmotoren, MTZ 11 (2007), 68, S. 982-989.
- [Ara2009] ARAL AG (HRSG.): Dieselpreisentwicklung, URL: www.aral.de, 2009-07-30.
- [Bac2005] BACK, M.: Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Schriften des Instituts für Regelungs- und Steuerungssysteme, Universität Karlsruhe (TH), Band 02; Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2005.
- [Bar2001] BARUCKI, T.: Optimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Dynamik eines dieselektrischen Fahrtriebs für Traktoren, Dissertation, Technische Universität Dresden, 2001.
- [Ber2009] BERNDT, R.: Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren, Dissertation, Technischen Universität Berlin, 2009.
- [Bli2008] BLIESENER, M.; FLEczOREK, T.: Der Dieselmotor in der Antriebsstrangsimulation, O+P Zeitschrift für Fluidtechnik - Aktorik, Steuerelektronik und Sensorik 52 (2008) Nr. 11-12, S. 570-573.
- [Böh2001] BÖHLER, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001.
- [Bol2004] BOLLHÖFER, M.; MEHRMANN, V.: Numerische Mathematik : eine projektorientierte Einführung für Ingenieure, Mathematiker und Naturwissenschaftler, Wiesbaden: Vieweg, 2004.
- [Bor2009] BORCHERS, U.; BÜCKLE, C.: Emissionen, Kraftstoffe, Kraftfahrt-Bundesamt (KBA): URL: www.kba.de, 2009-07-30.

- [Bos1993] ROBERT BOSCH GMBH (HRSG.): Diesel-Einspritztechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [Bos2003] ROBERT BOSCH GMBH (HRSG.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Wiesbaden: Vieweg, 2003.
- [Bos2007a] BOSCH REXROTH AG (Hrsg.): Datenblatt Lenkaggregat LAG, Lohr: Rexroth AG, 2007.
- [Bos2007b] BOSCH REXROTH AG (Hrsg.): Datenblatt Axialkolben-Verstellmotor A6VM, Lohr: Rexroth AG, 2007.
- [Bos2008] BOSCH REXROTH AG (Hrsg.): Datenblatt Axialkolben-Verstellpumpe A4VSO, Lohr: Rexroth AG, 2008.
- [Bos2009a] ROBERT BOSCH AG (HRSG.): Steuergeräte Datenblätter, URL: [www. www.bosch-motorsport.de](http://www.bosch-motorsport.de), 2009-11-01.
- [Bos2009b] BOSCH REXROTH AG: Vorlesungsumdruck Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe: Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des KIT, 2009.
- [Böt2005] BÖTTINGER, S.; STOLL, A.: Informations- und Regelsysteme an Mähdrechern und Feldhäckslern, Landtechnik 60, Heft 2/2005, Seiten 86-87.
- [Böt2008] BÖTTINGER, S.: Vorlesungsumdruck: Grundlagen der Landtechnik, Hohenheim: Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, 2008.
- [Bou2009] BOUABDALLAH,L.: Sicherstellung des deterministischen Verhaltens bei der Kopplung mehrerer Softwaretools innerhalb einer Gesamtfahrzeugsimulation, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2009.
- [Bre2008] BREUER, S. (Hrsg.): Nutzfahrzeugtechnik; Grundlagen, System, Komponenten, Wiesbaden: Vieweg+Teuber, 2008.
- [Buh2001] BUHROW, J.: Was lange fährt, wird endlich gut - Eine Nutzungsdauer-Verlängerung von Fahrzeugen kann zu Kostensenkungen, geringerem Ressourcenverbrauch und steigender Nachfrage nach Facharbeit führen, MÜLLMAGAZIN 1/2001 S. 27-32.
- [Car2008] CARSTENSEN, P.: Investitionsrechnung kompakt. Eine anwendungsorientierte Einführung, Wiesbaden: Gabler, 2008.
- [Cas2010] CNH DEUTSCHLAND GMBH (HRSG.): Traktor-ABS, URL: www.caseih-steyr.de, 2010-06-10.

- [Cha2007] CHAN, F.; TIWARI, M.: Swarm Intelligence - Focus on Ant and Particle Swarm Optimization, Croatia: I – Tech Education and Publishing, 2007.
- [Cla2010] CLAAS KGAA MBH: Cruise Pilot, URL: <http://www.claas.com>, 2010-04-25.
- [Com2005] COMBE, T. et al.: Modellabbildung des Antriebsstrangs Echtzeitsimulation der Fahrzeuglängsdynamik, MTZ, 2005.
- [Dei2009] DEITERS, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen, Aachen: Shaker, 2009.
- [DeS1999] DE SOUZA, E.G.: Optimum working curve for diesel engines. Trans. ASAE 32 (1999) H. 3, S. 559-563.
- [Deu2009] DEUTZ AG (HRSG): Dieselmotoren Datenblätter, URL: www.deutz.com, 2009-11-01.
- [Dub2005] DUBBEL, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin ; Heidelberg u.a.: Springer, 2005.
- [Eif2009] EIFLER, W. et al.: Küttner Kolbenmaschinen, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2009.
- [Eig2000] EIGLMEIER, C.: Phänomenologische Modellbildung des gasseitigen Wandwärmeeüberganges in Dieselmotoren, Dissertation, Universität Hannover, 2000.
- [For2007] FORCHE, J.: Antriebsstrangmanagement eines Hydraulikbaggers, Shaker, 2007.
- [Gei2009] GEIMER, M.: Vorlesungsumdruck Antriebsstrang, Karlsruhe: Lehrstuhl für mobile Arbeitsmaschinen des KIT, 2010.
- [Ger1999] GERSTLE, M.: Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren, Dissertation, Universität Hannover, 1999.
- [Göh1997] GÖHRING, M.: Betriebsstrategien für serielle Hybridantriebe, Dissertation, Institut für Kraftfahrwesen, Technische Hochschule Aachen, 1997.
- [Gol2005] GOLLOCH, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, Berlin: Springer, 2005.
- [Göt2008] GÖTZE, U.: Investitionsrechnung. Modelle und Analysen zur Beurteilung von Investitionsvorhaben, Berlin u.a.: Springer, 2008.

- [Gru2009] GRUNDHERR, J.: Möglichkeiten und Grenzen einer Online-Optimierung zur Steuerung eines hybriden Antriebsstranges, VDI-Bericht 2009.
- [Hei2006] HEINZMANN GMBH & CO. KG (HRSG.): Digitale elektronische Drehzahlregler: Digitale Basissysteme für Fahrzeuganwendungen – ARES, Schönaun: Heinzmann, 2006.
- [Hei2009] HEINZMANN GMBH & CO. KG (HRSG.): Steuergeräte Datenblätter, URL: www.heintmann.de, 2009-11-01.
- [Her2005] HERING, E.: Taschenbuch der Mechatronik, München: Fachbuchverlag Leipzig im Hanser Verlag, 2005.
- [Hoe2000] HOECKER, P. et alias: Moderne Aufladekonzepte für PKW-Dieselmotoren, BorgWarner Turbo Systems, 2000.
- [Hoe2001] HOECKER, P.; JAISLE, J.-W.; MÜNZ, S.: Der eBooster™ von BorgWarner Turbo Systems Schlüsselkomponente eines neuen Aufladesystems für PKW, BorgWarner Turbo Systems, 2001.
- [Hof2007] HOFMAN, T., STEINBUCH, M.: Rule-based energy management strategies for hybrid vehicles, Int. J. Electric and Hybrid Vehicles, Vol. 1, No. 1, 2007, pp. 71-94.
- [Hub2010] HUBER, A.: Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrantriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladlers, Dissertation, Technische Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2010.
- [Ind2008] INDERSCIENCE ENTERPRISES LIMITED (HRSG): International Journal of Intelligent Systems Technologies and Applications, Inderscience Publishers, 2008.
- [Iva1993] IVANTYSYN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren Konstruktion und Berechnung, Würzburg: Vogel, 1993.
- [Jäh2008] JÄHNE, H. et alias: Drive Line Simulation for increased Energy-Efficiency of Off-Highway Machines, Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, IFK, 2008, Dresden, pp. 49-64.
- [Joh2008] JOHN DEERE AG (HRSG.): Vorgewendemanagement, URL: <http://www.deere.com>, 2008-02-12.
- [Käm2003] KÄMMER, A.: Erstellung von Echtzeitmotormodellen aus den Konstruktionsdaten von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Technische Universität Dresden, 2003.

- [**KBA2009**] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (HRSG.): Der Fahrzeugbestand im Überblick am 1. Januar 2009 gegenüber 1. Januar 2008, URL: www.kba.de, 2009-07-30.
- [**Kil1999**] KILLMAN, G. et alias: Toyota Prius-Development and Market experiences Hybridantriebe, VDI, 1999, 1459, pp. 108-211.
- [**Kli2007**] KLIFFKEN, M.: Hydrostatisch regeneratives Bremsen (HRB), Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, WVMA, 2007, 141-153.
- [**Koh2008**] KOHMÄSCHER, T.: Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzepete TU Aachen,Aachen: Shaker Verlag, 2008.
- [**KOM2007**] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN (HRSG.): Verordnung des Europäischen Parlaments und des Rates zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO2-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, Brüssel., 2007.
- [**Krü2006**] KRÜGER, T.: Beitrag zum systematischen Steuerungsentwurf von Mehrmotorentriebssystemen am Beispiel eines Laborversuchsstandes mit fahrzeugspezifischen Eigenschaften, Dissertation, Technische Universität Cottbus, 2006.
- [**Kug2009**] KUGI, A.: Vorlesungsskript REGELUNGSSYSTEME, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, Technische Universität Wien, 2009.
- [**Kur2006**] KUREK, R.: Nutzfahrzeug-Dieselmotoren : Stand der Technik, Entwicklungs- und Innovationspotenziale, Optimierungspotenziale; München: Hanser, 2006.
- [**Lac2004**] LACKNER, J.: Dieselmotor-Management, Robert Bosch GmbH: Unternehmensbereich Automotive Aftermarket, Abteilung Produktmarketing Diagnostics & Test Equipment, Wiesbaden: Vieweg, 2004.
- [**Lam2006**] LAMPEL, H.: Was sagen die Leistungsdaten eines Traktormotors aus?, Bundesanstalt für Landwirtschaft, URL: <http://www.bl.t.bmlf.gv.at>, 2007-11-21.
- [**Lan2002**] LANGE, T.: Vorlesungsbeitrag: Regelung eines TDI-Motors am Beispiel des Leerlaufreglers, Institut für Verkehrssicherheit und Automatisierungstechnik der TU Braunschweig, 2002.
- [**Lan2005**] LANDIS, M.: Leistungsangaben bei Traktoren, 2005, URL: <http://www.fat.admin.ch/d/veran/praes/2005/lam3id.pdf> , 2008-01-15.

- [Li2007] LI, P.: Prozessoptimierung unter Unsicherheiten, München: Oldenbourg, 2007.
- [Lie2009] LIEBHERRWERK BISCHOFFSHOFEN GMBH: Service Handbuch Radlader L550-L580 2plus2, Bischoffshofen: Liebherr, 2009.
- [Lin2001] LIN, C.-C. et al.: Energy Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck, Proceedings of the American Control Conference Arlington, VA June 25-27, 2001.
- [Lip2005] LIPS, M.; GAZZARIN, C.: Wie steht es um die Auslastung?, UFA-Revue 3/05, S. 16-17.
- [Lip2006] LIPPE, W.-M.: Soft Computing, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- [Lun2008] LUNZE, J.: Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen; Berlin, Heidelberg: Springer, 2008.
- [Lut2007] LUTZ, H.; WENDT, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik mit MATLAB und SIMULINK, Frankfurt: Verlag Harri Deutsch, 2007.
- [Man2009] MAN NUTZFAHRZEUGE AG (HRSG.): Dieselmotoren Datenblätter, URL: www.man-engines.com, 2009-11-01.
- [Mat2006] MATTHIES, J.; RENIUS, K. T.: Einführung in die Ölhydraulik, Wiesbaden: Teubner-Verlag, 2006.
- [Mat2009] THE MATHWORKS: Simulating dynamic systems: how Simulink works – Zero-Crossing Detection, R2009b Documentation, 2009.
- [Mat2009a] THE MATHWORKS: Simulating dynamic systems: Algebraic Loops, R2009b Documentation, 2009.
- [Mat2009b] THE MATHWORKS: User manual, R2009b Documentation, 2009.
- [Mer2006] MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIETSCH, G.: Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Wiesbaden: Teubner Verlag, 2006.
- [Mey2004] MEYER, H.: Trockenlaufende Bremssysteme in Traktoren und mobilen Arbeitsmaschinen, Landtechnik 2/2004, 2004.
- [Mic2004] MICHALEWICZ, Z.; FOGEL, D. B.: How to solve it: modern heuristics, Berlin; Heidelberg u.a.: Springer Verlag, 2004.
- [Mol2007] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H.: Handbuch Dieselmotoren, Berlin u.a.: Springer, 2007.

- [Mos2010] MOSTAGHIM, S.; SHUKLA, P.: Nature-Inspired Optimization Methods, URL: <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/diva/2009-367>, Karlsruhe: Institut für Angewandte Informatik und Formale Beschreibungsverfahren (AIFB), 2010.
- [Mue2002] MÜNZ, S. et alias: Der eBooster™ – Konzeption und Leistungsvermögen eines fortgeschrittenen elektrischen Aufladesystems, BorgWarner Turbo Systems, 2002.
- [Mül1996] MÜLLER, M.: Abbildung von Verbrennungsmotoren und stufenlosen Getrieben für die Drehschwingungssimulation, Mainz: Wissenschaftsverlag, 1996.
- [Mur2008] MURRENHOF, H.; GIES, S.: Vorlesungsumdruck Fluidtechnik für mobile Anwendungen, Aachen: Institut für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen, 2008.
- [Neu1993] NEUMANN, K.; MORLOCK, M.: Operations Research, München: Carl Hanser Verlag, 1993.
- [Pet2001] PETRASCH, R.: Einführung in das Software-Qualitätsmanagement, Berlin: Logos Verlag, 2001.
- [Pfa2003] PFAB, H.; SCHRÖDER, K.: Hydrostatisches Antriebs- und Steuerungssysteme für Radlader, VDI-Tagung „Antriebssysteme für Off-Road Einsätze“, Garching, 18.-19. September, 2003, VDI-Bericht 1793, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003.
- [Phi2004] PHILIPP, O.: Echtzeitfähige Simulation von Common-Rail-Turbodieselmotoren, MTZ, 2004.
- [Pis2002] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer, 2002.
- [Pis2007] PISCHINGER, S., SEIBEN, J.: Optimierte Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen, MTZ 07-08/2007, Jahrgang 68, S. 614-620.
- [Pis2010] PISCHINGER, S. ET AL.: Smart Hybridization for Reduced Fuel Consumption and Improved Emissions, CVT 2010, Kaiserslautern, 16. – 18. März 2010, S. 130-139
- [Rau2004] RAUSCHER, C.; MOHN, R.: Bestand und Auslastung von Traktoren in Baden-Württemberg, landinfo 1/2004, S. 31-33.

- [Reh2007] REH, W.; CHEN, F.: Deutsche Autohersteller und die Reduzierung von CO₂ bei Neuwagen, EU-Klimafahrtenbuch 2012 für PKW, Bund für Umwelt und Naturschutz Deutschland e.V. (BUND), 2007.
- [Rei2003] REITER, H.: Innovative Technologie am Traktor durch Elektronikanwendung, Landtechnik 58, Heft 3/2003, S. 162-165.
- [Rei2010] REICH, T.: Optimierungspotenzial und Vergleichszyklus für den Kraftstoffverbrauch von Forstspeziialschleppern, Diplomarbeit, Karlsruhe: Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des KIT, 2010.
- [Ren2004] RENIUS, K.-TH.: Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Überblick zum Stand der Technik, WISSENSPORTAL baumaschine.de 1/2004.
- [Ren2009] RENIUS, K.-TH., DREHER, T.: Traktor-Dieselmotoren: Die weltweite Vielfalt und deren Strukturierung in fünf Technologiestufen, Mobile Maschinen 2 (2009) Nr. 4, S. 30-33.
- [Ric2006] RICHERT, F.: Objektorientierte Modellbildung und Nichtlineare Prädiktive Regelung von Dieselmotoren, Dissertation, Technische Universität Aachen, 2006.
- [Rin2002] RINALDI, M.; STADLER, E.: Trends im Abgasverhalten Landwirtschaftlicher, Traktoren, FAT Berichte, 2002.
- [Rin2002a] RINALDI, M.: Abgas-Charakteristik von Traktoren, FAT Informationstagung Landtechnik, 2002.
- [Rio2008] RIOLO, R.; SOULE, T.; WORZEL, B.: Genetic Programming Theory and Practice V, Boston, MA : Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [Sal2005] SALTELLI, A.: Sensitivity analysis in practice: a guide to assessing scientific models, Weinheim u.a.: Wiley, 2005.
- [Sch1999] SCHERNEWSKI, R.: Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im Kraftfahrzeug, Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 1999.
- [Sch2000] SCHMITT, A.; MÜLLER, D.; WOHL, G.: Simulationsmodell eines elektronisch geregelten 6-Zyl.-Dieselmotors, In: Simulation im Maschinenbau. Softwaretools und Anwendungen in Lehre, Forschung und Praxis. Band 1: Dresdner Tagung, SIM 2000, 24. und 25. Februar 2000, Dresden.

- [Sch2006] SCHREIBER, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO₂-Emissionen, Aachen: Shaker Verlag, 2006.
- [Sch2007a] SCHMIDT, T.: Untersuchung und Modellierung eines Dieselmotors zur Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen aus der Motordrehzahl, Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 2007.
- [Sch2007b] SCHUMACHER, A.; HARMS, H.: Potenziale von Traktormanagementsystemen mit leistungsverzweigtem Getriebe, Tagungsband Informationstagung des VDMA und der Universität Karlsruhe(TH), WVMA e.V.: Karlsruhe, 2007.
- [Sch2008] SCHNEIDER, R.; EBNER, P.: The Turbohybrid – The Realization, First Results 20th International AVL Conference "Engine & Environment", September 11th - 12th, 2008, Graz, Austria, 2008.
- [Sieb2008] SIEBERT, J.: Ein neues Hybridkonzept für Elektro-Flurförderzeuge. Power World 3 (2008), S. 48-49.
- [Sin2000] SINSEL, S.: Echtzeitsimulation von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit Turbolader zur Entwicklung von Motormanagementsystemen, Berlin: Logos Verlag, 2000.
- [Spi2007] SPICHER, U.: Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren A und B, Karlsruhe: Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe, 2007.
- [Ste2009] STEINDORFF, K. ; LANG, T.; HARMS, H.: Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb, Tagung Hybridantriebe 2009, 2009.
- [Tar1994] TARASINSKI, N.: Elektronisch geregelte Dieseleinspritzung für Traktoren, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994.
- [Tra2007] TRAUTVETTER, J.: Theoretische und experimentelle Analyse des Torsionsschwingungssystems: Dieselmotor auf einem Motorenprüfstand, Diplomarbeit, Universität Zwickau, 2007.
- [Unr2008] UNRUH, R.: Doppelherz, lastauto omnibus, 2008, 1/2008 (85), S. 32-33.
- [Url1995] URLAUB, A.: Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion; Berlin: Springer, 1995.
- [Vae2009] VAEL, G.; ACHTEN, P.: Hybrid-Antriebe für Gabelstapler, Tagung Hybridantriebe 2009, 2009.

- [Val2005] VALTRA INC. (HRSG): Werkstatthandbuch Traktoren Gruppen 10-100, Valtra, 2005.
- [Vib1970] VIBE, I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, Berlin: Verlag Technik, 1970.
- [Wal2006] WALLENTOWITZ, H.: Handbuch Kraftfahrzeugelektronik: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen, Wiesbaden: Vieweg, 2006.
- [Wen2006] WENZEL, S.: Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen des Dieselmotors, Dissertation, Universität Magdeburg, 2006.
- [Wil2008] WILHELM, C.: Echtzeitfähige Verlustprozessmodellierung: Ein Beitrag zur Simulation von Ladungswechsel und mechanischen Verlustkomponenten in Verbrennungsmotoren, Dissertation, Universität Kassel, 2008.
- [Win2003] WINSEL, T. et alias: Echtzeitfähiges neuronales Motormodell zur Unterstützung der Kaltstart-Applikation (Neural Real Time Model for Application of SI Engine Cold Start), In: Tagung: Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobiltechnik, Haus der Technik, 2003.
- [Wir1998a] WIRTH, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil I: Grundlagen der Analyseverfahren. Antriebstechnik 37(1998), Nr. 10, S.75-80.
- [Wir1998b] WIRTH, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil II: Signalidentifikation in der Praxis. Antriebstechnik 37(1998), Nr. 11, S.77-81.
- [Wos1990] WOSCHNI, G.; BERGBAUER, F.: Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren durch Turbocompounding. MTZ 51 (1990) 3, S. 108-116.
- [Wu2004] WU, B. et alias: Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck, Vehicle System Dynamics 2004, Vol. 42, Nos. 1-2, pp. 23-40.
- [Yan1995] YANAKIEV, D; KANELAKOPOULOS, I.: Engine and Transmission Modeling for Heavy-Duty Vehicles, UCLA Electrical Engineering, 1995.
- [Zin1985] ZINNER, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren, Berlin u.a.: Springer Verlag, 1985.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsprung im schweren Nutzfahrzeug.
2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers.
2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement.
2010
978-3-86644-536-9

Hersteller mobiler Arbeitsmaschinen beweisen eine große Innovationskraft, wenn es darum geht, die Effizienz ihrer Fahrzeuge zu steigern. Diesel-elektrische Hybridisierung und hydrostatische Rekuperation zählen zum Stand der Technik und werden von prototypischen Anwendungen bis hin zur Serienreife entwickelt. Daneben wird die anwendungsorientierte Betriebsführung als wichtigster Schlüsselfaktor zur Effizienzsteigerung erkannt. Die vorliegende Arbeit greift diese Erkenntnis auf. Zunächst wird ein dynamisches Modell des Primärenergieförderanten Dieselmotor erstellt. Anschließend wird ein dynamischer Optimierungsansatz für die Gesamtmaschine entwickelt, der die schrittweise Integration aller Teilsysteme ermöglicht. Der Fokus bei der Lösung der mehrstufigen Optimierungsaufgabe zur Bestimmung einer optimalen Betriebsführung liegt auf der Berücksichtigung des dynamischen Komponentenverhaltens.