

**Ein Beitrag zur prädiktiven Regelung
verbrennungsmotorischer Prozesse**

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Informatik und Elektrotechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Christian Fritzsche, geboren am 08.06.1981 in Leipzig

aus Gifhorn

Gutachter/in:

Gutachter/in:

Gutachter/in:

Rostock, 25.02.2010

Kurzfassung

Die Motordrehzahl und das Antriebsmoment sind zwei der wichtigsten Prozessgrößen bei der Steuerung von Verbrennungsmotoren. Durch die wachsende Anzahl an Stellgrößen, durch ausgeprägte Nichtlinearitäten oder durch die Verkopplung von Teilprozessen ist es zunehmend schwieriger, den steigenden Anforderungen hinsichtlich Fahrkomfort, Effizienz und Abgasqualität mit klassischen Steuerungsstrukturen gerecht zu werden.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neuartiger allgemeiner Steuerungsansatz für die Momenten- und Drehzahlregelung von Verbrennungsmotoren vorgestellt. Dabei wird das komplexe Steuerungsproblem auf ein mit Standardverfahren lösbares Mehrgrößenproblem zurückgeführt. Das gelingt dadurch, dass die Änderungen der für die Verbrennung wichtigen Zielgrößen zunächst in resultierende Änderungen des Motormomentes umgerechnet werden. Diese Teilmomente werden ausgehend von einer Grundeinstellung in unterlagerten Regelkreisen eingestellt und können dann als Stellgrößen in einer Drehzahl- und Momentenregelung verwendet werden. Ein großer Vorteil dieses Ansatzes liegt in der damit verbundenen Linearisierung des Prozessverhaltens. Die unterlagerten Regelkreise lassen sich ausreichend genau durch lineare Modelle beschreiben, was die Nutzung linearer Standardregelungsverfahren ermöglicht.

Für Mehrgrößensysteme mit Stellbegrenzungen haben sich die modellprädiktiven Regelalgorithmen in vielen Bereichen bewährt. Die Berücksichtigung von Stellbegrenzungen und die Möglichkeit, zukünftige Sollwert- und Störinformationen unmittelbar verwenden zu können, motivierte zur Anwendung eines modellprädiktiven Regelungsverfahrens für die Verbrennungsmotorsteuerung. Der spezielle Anwendungsfall machte verschiedene Modifikationen der Basisalgorithmen erforderlich. So werden beispielsweise Probleme gelöst, die sich aus dem Multiratencharakter der Steuerung ergeben. Die Erweiterung der Regelung um zusätzliche Stell- oder Regelgrößen erfolgt im Wesentlichen durch eine Erweiterung des Prozessmodells. Die Reglerstruktur ergibt sich damit automatisch. Über Wichtungsfaktoren lässt sich in der Regelung zwischen verschiedenen Zielgrößen (Drehzahl, Moment) wählen. In der Arbeit wurde neben der analytischen Lösung (ohne Berücksichtigung von Stellbegrenzungen) auch eine Variante mit aktiver Berücksichtigung von Stellrestriktionen untersucht. Die Steuergerätefähigkeit für dieses komplexe Optimierungsproblem wird gezeigt.

Neben der Regelungsstruktur werden in der vorliegenden Arbeit die Ergebnisse der praktischen Erprobung am Prüfstand als auch im Fahrzeug veranschaulicht und bewertet.

Abstract

Engine speed and driving torque are two of the fundamental process variables in powertrain systems. The increased number of actuating variables, distinct nonlinearities or interconnections between sub-processes makes it more and more difficult to satisfy requirements regarding comfort, efficiency and exhaust emission by conventional map based control approaches.

This research has developed a universal approach for torque and speed control of combustion engines. The complex control problem will be adapted to a linear multivariable problem. As a consequence it is solvable with standard linear control approaches. Thereby changes of physical combustion process control variables (like charge or exhaust gas in cylinder) are converted to motor torque changes. Based on basic values these partial torques are controlled by subsidiary control systems and can be used as actuating variables by a speed and torque controller. One advantage of the approach is the description of complex systems by linearised process characteristics with nonlinearities compensated in subordinate control systems. Thus it is possible to use standard design methods to adjust the speed and torque controller.

Model predictive control algorithms are established in many industrial fields for multivariable systems with constraints. The possibility to consider future reference and disturbance values was another motivation for using the predictive control algorithms. The special application required some modifications of the basic control methods. Problems which result from the different time periods of spark-ignition engine control are analysed and solved in this way. The insertion of yet another control or actuating variable can be mainly done by extension of the linear process model. The structure encloses the torque as well as the engine speed controller. The preference between the control variables can be adjusted simply by weighting parameters. Next to the analytical solution (without considering constraints) an algorithm with regard to constraints was analysed. The capability to use such a complex algorithm in conventional electronic control unit is shown.

Beside the control structure the results of the controller validation at an engine test bench and the behaviour in a car are discussed.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einführendes Beispiel	3
1.2	Entwicklungsprozess und Stand der Technik	5
2	Prozessanalyse	13
2.1	Ottomotorisches Arbeitsprinzip	13
2.2	Einflussgrößen und Wirkpfade bei der Energieumsetzung	15
2.2.1	Einflussgrößen	16
2.2.2	Wirkpfade bei der Erzeugung des Motormoments	22
2.2.3	Abhängigkeit der Abgasqualität von den Steuergrößen	27
2.3	Zusammenfassung	29
3	Steuerungskonzept	31
3.1	Übersicht	31
3.2	Entwicklung der Steuerungsstruktur	33
3.2.1	Unterlagerte Steuerungen	33
3.2.2	Transformationsfunktionen	39
3.2.3	Momentenregelung	43
3.2.4	Dynamisches Modell	44
3.2.5	Funktionsbeispiel	46
3.3	Drehzahlerweiterung	48
3.4	Integration spezieller Funktionen	50
3.4.1	Schubabschalten und Wiedereinsetzen	50
3.4.2	Hubumschaltung	51
3.4.3	Verbrennungslageregelung	52
3.4.4	Stabilisierungsfunktion	52
3.4.5	Berücksichtigung zusätzlicher Antriebe (Hybridkonzepte)	54
3.5	Zusammenfassung	55
4	Modellprädiktiver Regelungsansatz	57
4.1	Funktionsprinzip	57
4.2	Lösung im Zustandsraum	58
4.3	Ergänzende Bemerkungen	70
5	Modifikationen und Erweiterungen	73
5.1	Implementierungsvarianten	74
5.2	Applikation	92
5.3	Zusammenfassung	93

6 Implementierung und praktische Untersuchungen	95
6.1 Simulationsuntersuchungen	95
6.1.1 Modellierung	96
6.1.2 Simulative Untersuchung verschiedener modellprädiktiver Regler . .	100
6.1.3 Varianten der prädiktiven Führungsgrößenvorgabe	103
6.1.4 Betrachtungen zur Robustheit und Parameterabhängigkeit	107
6.1.5 Untersuchungen zum Multiratenproblem	113
6.1.6 Störgrößenaufschaltung	115
6.1.7 Hardware in the Loop Simulation	115
6.1.8 Zusammenfassung der Ergebnisse und Bewertung	116
6.2 Prüfstandserprobung	118
6.2.1 Einzylinderprüfstand	118
6.2.2 Vierzylinderprüfstand	124
6.3 Fahrzeugtest	132
6.4 Zusammenfassung	137
7 Zusammenfassung und Ausblick	139
A Ergebnisse	143
A.1 am Simulationsmodell	143
A.2 am Einzylinderprüfstand	156
A.3 am Vierzylinderprüfstand	157
A.4 im Fahrzeug	160
B Einzylinderprüfstand	163
C Basisprinzip der modellprädiktiven Regelung in Matlab®/Simulink®	169
D Nomenklatur	173
D.1 Abkürzungen	173
D.2 Formelzeichen	174
Abbildungsverzeichnis	179
Tabellenverzeichnis	183
Listings	185
Literaturverzeichnis	187
Publikationsliste	205
Selbstständigkeitserklärung	207
Thesen	209

1 Einleitung

Moderne Verbrennungsmotoren sind komplexe mechatronische Systeme, deren Aufgabe hauptsächlich darin besteht, vorgegebene Antriebsmomente an der Kurbelwelle bereitzustellen. Diese Antriebsmomente werden durch die Motorsteuerung mit möglichst hohem Wirkungsgrad und geringem Schadstoffausstoß unter Nutzung aller verfügbaren Stell- und Messgrößen realisiert. Durch zahlreiche konstruktive und brennverfahrenstechnische Neuerungen wie zum Beispiel Direkteinspritzung, variable Ventilsteuerung, Abgasrückführung und Aufladung wurden die Leistungsparameter moderner Verbrennungsmotoren hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß in den letzten Jahren wesentlich verbessert.

Allerdings hat sich mit diesen Neuerungen auch die Anzahl der verfügbaren Stellgrößen zur Steuerung der Motoren vergrößert. Bei modernen Ottomotoren lassen sich heute neben den klassischen Stellgrößen wie Drosselklappenwinkel und Zündzeitpunkt verschiedenste andere Eingriffsmöglichkeiten zur Steuerung des abgegebenen Motormomentes und anderer Zielgrößen nutzen. So können zum Beispiel die Öffnungsprofile der Ein- und Auslassventile oder die Einspritzmenge gezielt vorgegeben werden. Erweiterte Eingriffsmöglichkeiten ergeben sich durch Laststeuerung wie zum Beispiel bei Hybridkonzepten oder etwa aus der Einbeziehung des Bremssystems in die Antriebsregelung.

Durch die gestiegene Anzahl an Stellgrößen und die damit wachsende Anzahl an Freiheitsgraden lassen sich unterschiedlichste Zielgrößen steuern. Neben dem Motormoment und der Drehzahl können zum Beispiel die Gemischqualität, die Effizienz oder die Abgasqualität des Motors gezielt beeinflusst werden. Der nichtlineare Mehrgrößencharakter des Prozesses stellt die Entwickler von Motorsteuerungsfunktionen allerdings zunehmend vor Probleme. Da die Wahl der Stellgrößen großen Einfluss darauf hat, in welchem Maße das Potential der neuen Motorkonzepte genutzt werden kann, wirkt sich die Qualität der Steuerungsfunktionen entscheidend auf die Güteparameter des Antriebs aus.

In gegenwärtig eingesetzten Motorsteuerungen wird der Mehrgrößencharakter des Prozesses zumeist nur unzureichend berücksichtigt. Modellbasierte Entwurfsverfahren werden zwar für einzelne Funktionen und unterlagerte Regelkreise angewendet, die Einbeziehung aller für das Motormoment relevanten Stellgrößen ist wegen der Komplexität und der Inhomogenität der Steuerungsstrukturen, wie sie zum Beispiel in [207] beschrieben werden, gegenwärtig aber kaum möglich. Die Vielzahl an Parametern wird zumeist von Applikationsingenieuren heuristisch eingestellt, wobei häufig nur ausgewählte Zielgrößen betrachtet werden. Die Auswirkungen lokaler Steuerungsfunktionen auf das Gesamtverhalten des Motors finden dabei häufig zu wenig Berücksichtigung. Der Applikationsaufwand ist mit Erhöhung der Komplexität der Antriebe entsprechend überproportional angestiegen.

Mit dem im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten allgemeinen Steuerungsansatz soll ein Beitrag zur Verbesserung der beschriebenen Situation und Vereinfachung der Applikation geleistet werden. Für die Entwicklung wurden vorab verschiedene Randbedin-

gungen formuliert:

- Der Mehrgrößencharakter des Prozesses sollte direkt im Entwurf berücksichtigt werden,
- Entwurf und Parametrierung sollten modellbasiert erfolgen,
- zusätzliche Stell- und Regelgrößen sollten möglichst einfach in die Steuerung eingebunden werden können,
- es sollten verschiedene Homogen- und Magerbetriebsarten des Motors unterstützt werden,
- die Reglerstruktur sollte in einer übersichtlichen Form darstellbar und die Prozesse innerhalb der Regelung nachvollziehbar sein,
- zukünftige Stör- und Sollgrößenverläufe sollten, soweit bekannt, bei der Berechnung der Stellgrößen berücksichtigt werden,
- die Steuerungsalgorithmen sollten auf gegenwärtig verfügbarer Motorsteuerungshardware lauffähig,
- die Applikation möglichst einfach und der Applikationsaufwand gering sein.

Als Ergebnis der Arbeit liegt ein Steuerungskonzept vor, das die genannten Randbedingungen erfüllt. Für die Umsetzung wurde ein modellprädiktives Regelungsverfahren angewendet. Der spezielle Anwendungsfall machte verschiedene Modifikationen der Basisalgorithmen erforderlich. So wurden verschiedene Probleme gelöst, die sich zum Beispiel aus einer nichtäquidistanten Vorgabe von Sollwertverläufen oder dem Multiratencharakter der Steuerung ergaben.

Die Arbeit gliedert sich in sieben Kapitel. Nach einem einführenden Beispiel zum Prozess und der Darstellung des aktuellen Entwicklungsstandes im KAPITEL 1 wird im KAPITEL 2 zunächst der Prozess aus steuerungstechnischer Sicht analysiert.

Im dritten Kapitel wird ein neuartiger allgemeiner Steuerungsansatz für die Momenten- und Drehzahlregelung von Verbrennungsmotoren vorgestellt, der die oben aufgeführten Randbedingungen erfüllt. Dabei wird das komplexe Steuerungsproblem auf ein mit Standardverfahren lösbares Mehrgrößenproblem zurückgeführt. Das wird dadurch erreicht, dass die Änderungen der für die Verbrennung wichtigen Zielgrößen (zum Beispiel Frischluftmenge und Abgasanteil im Zylinder) zunächst in resultierende Änderungen des Motormomentes umgerechnet werden. Diese Teilmomente werden, ausgehend von einer Grundeinstellung in unterlagerten Regelkreisen, eingestellt und können dann als Stellgrößen von einer Momentenregelung verwendet werden. Ein großer Vorteil dieses Ansatzes liegt in der damit verbundenen Linearisierung des Prozessverhaltens. Damit lassen sich Regelungsverfahren verwenden, die auf linearen Prozessmodellen basieren.

Für die Regelung wurde ein modellprädiktives Verfahren gewählt, da sich damit in die Zukunft reichende Soll- und Störgrößenverläufe berücksichtigen lassen. In der Möglichkeit, Stellbeschränkungen unmittelbar berücksichtigen zu können, lag eine weitere Motivation für die Anwendung modellprädiktiver Regelungsverfahren. Der verwendete Basisansatz wird im KAPITEL 4 erläutert.

Das fünfte Kapitel enthält Lösungsvorschläge für verschiedene Probleme, die sich aus der praktischen Anwendung des Reglers ergaben. Das Regelungsverfahren wurde spezi-

ell für die Anwendung in aktuell verfügbaren Verbrennungsmotorsteuerungen optimiert und erweitert. Beispielsweise wird eine Variante für die nichtäquidistante Vorgabe von Sollwertverläufen vorgestellt, die zu erheblichen Einsparungen hinsichtlich Rechenzeit und Speicherbedarf führt. Für das Multiratenproblem werden verschiedene Lösungsvarianten diskutiert. Außerdem wird gezeigt, dass sich die modellprädiktive Regelung (MPR) in eine Modellfolgeregelung (MFR) überführen lässt. Das eröffnet die Möglichkeit, das Stör- und Führungsverhalten getrennt voneinander einzustellen.

Im sechsten Kapitel werden die entwickelten Verfahren hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit untersucht und die Ergebnisse dokumentiert und bewertet. Die Tests wurden zunächst an einem komplexen nichtlinearen Simulationsmodell durchgeführt. Für die Fahrzeugs- und Prüfstandsuntersuchungen wurden die Algorithmen im Bypassverfahren, sowie direkt als Steuergerätefunktion implementiert. Die Beschreibung eines eigens für die Entwicklung aufgebauten Labormotorprüfstandes befindet sich ebenfalls im Kapitel sechs beziehungsweise im Anhang B.

Abschließend enthält Kapitel sieben eine Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse der Arbeit.

1.1 Einführendes Beispiel

Im folgenden Beispiel sollen die Steuerung des Motormoments an einem einfachen Verbrennungsmotor und die sich daraus ergebenden Probleme erläutert werden.

Das Motormoment für den im Bild 1.1 skizzierten Verbrennungsmotor kann prinzipiell durch Verstellen der Drosselklappe, durch Verändern der Einspritzmenge, durch den Zündzeitpunkt oder durch Änderung der Ventilstellungen beeinflusst werden. Die Drosselklappen- und Ventilstellungen beeinflussen die Luftmenge im Zylinder und damit die potenziell durch die Verbrennung umsetzbare Energiemenge. Es sei hier vorausgesetzt, dass die Einspritzmenge abhängig von der aktuellen Luftmenge so gewählt wird, dass sich ein stöchiometrisches Gemisch einstellt.

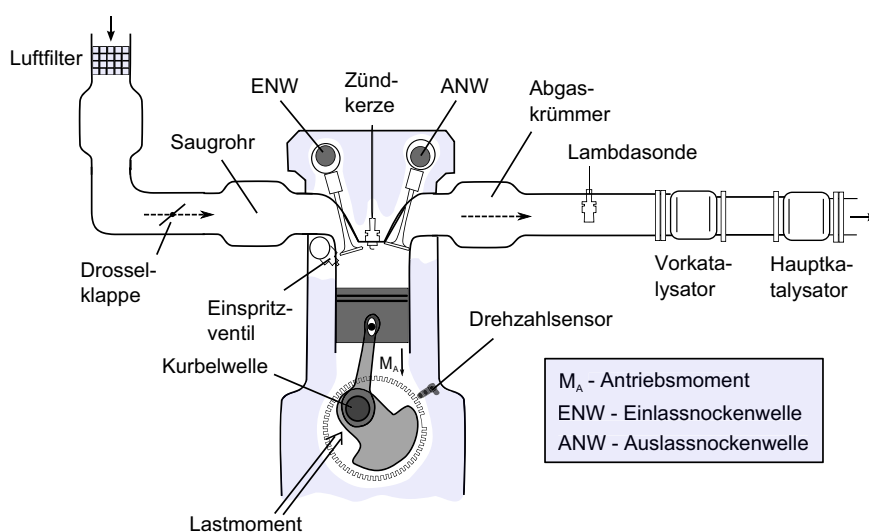


Abbildung 1.1: Schema eines Verbrennungsmotors (einleitendes Beispiel)

Das wird erreicht, indem die theoretisch für die Verbrennung von einem Kilogramm Kraftstoff notwendigen 14.7 Kilogramm Frischluft zugeführt werden. Die Kenngröße zur Charakterisierung dieses Luftverhältnisses wird als Lambda λ bezeichnet. Üblicherweise wird die Bemessung der Einspritzmenge durch eine Lambdaeregelung korrigiert. Der Einfluss des Zündzeitpunktes auf das Motormoment ist mit der Änderung des Wirkungsgrades gegeben. Die Ventilstellungen sind bei klassischen Verbrennungsmotoren nicht variabel für die Momentenregelung verwendbar. Das sei hier ebenfalls angenommen.

Wie in Abbildung 1.2 dargestellt, bleiben damit lediglich zwei Stellgrößen verfügbar, um ein gewünschtes Motormoment einzustellen. Das Regelungsproblem scheint einfach.

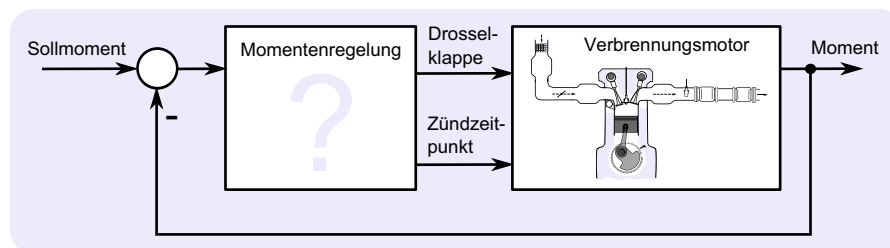


Abbildung 1.2: Problemdarstellung

Eine genauere Betrachtung wirft allerdings verschiedene Probleme auf, die sich aus der Charakteristik der Stellgrößen und den Forderungen an die Regelung ergeben. Eine wesentliche Forderung liegt darin, dass der Wirkungsgrad des Motors möglichst hoch sein soll. Der optimale Zündzeitpunkt ist arbeitspunktabhängig und ergibt sich aus der aktuellen Gemischmenge und der Drehzahl. Wegen der Forderung nach hohem Wirkungsgrad ist die Nutzung des Zündwinkels als Stellgröße eingeschränkt. Die Steuerung des Motormoments allein über den Drosselklappenwinkel ist allerdings durch eine geringe Dynamik gekennzeichnet. Diese Dynamikbeschränkung existiert für die Zündwinkleingriffe nicht. Eine schnelle Verstellung des Motormoments ist also nur mit Hilfe von Zündwinkleingriffen möglich. Aus der Forderung nach maximalem Wirkungsgrad einerseits und den Dynamikforderungen andererseits ergibt sich ein erster Konflikt, der durch die Momentenregelung gelöst werden muss. Ein weiteres Problem für die Regelung ergibt sich daraus, dass die Wirkungen der Drosselklappenverstellung und auch die des Zündzeitpunktes auf das Moment stark nichtlinear sind. Eine Änderung der Stellung bei nahezu geschlossener Drosselklappe hat zum Beispiel eine wesentlich stärkere Wirkung als die gleiche Änderung bei offener Klappe. Der optimale Zündwinkel hängt außerdem von der aktuellen Luftmenge ab, was zu einer Verkopplung der beiden Größen führt. Aus dem Beispiel lassen sich die folgenden grundsätzlichen Probleme für die Momenten- und Drehzahlregelung ableiten:

- Es müssen unterschiedliche Forderungen erfüllt werden (Dynamik, Wirkungsgrad, Abgasforderungen und weitere).
- Die verfügbaren Stellgrößen sind beschränkt.
- Die zu steuernden Prozesse sind stark nichtlinear, teilweise stochastisch.
- Zwischen den Stellgrößen und Teilprozessen gibt es Abhängigkeiten und Verkopplungen.
- Die verschiedenen Stellpfade besitzen unterschiedliche Dynamikeigenschaften.

Wie das Beispiel trotz der Vereinfachung auf zwei Stellgrößen zeigt, ist die Momentenbeziehungsweise Drehzahlregelung von Verbrennungsmotoren ein komplexes Problem. Bei modernen Ottomotoren wird die Koordination der Stellgrößen ungleich komplizierter, da weitere Stellgrößen wie zum Beispiel die Einspritzmenge oder die Verstellung der Nockenwelle verfügbar sind und weitere Forderungen an die Regelung (Bauteilschutz, Sicherheit) dazukommen. Zusätzliche Herausforderungen für die Momentenregelung kommen bei neuen Hybridkonzepten mit mehreren verschiedenen Antriebssystemen hinzu. Die Bewältigung dieser Steuerungsaufgabe wird mit den klassischen Methoden zunehmend schwierig.

1.2 Entwicklungsprozess und Stand der Technik

Die gestiegenen Anforderungen hinsichtlich Verbrauch, Schadstoffausstoß und den Ansprüchen der Verbraucher an die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen haben in den letzten Jahrzehnten zu einer Reihe von konstruktiven und brennverfahrenstechnischen Neuerungen bei Verbrennungsmotoren geführt. Der Entwicklungsprozess von Motorsteuerungen muss auf die genannten Forderungen abgestimmt sein. Im Bild 1.3 sind die sich teilweise konkurrierenden Zielgrößen der Entwicklung mit einigen maßgeblichen technischen Neuerungen zusammengefasst.

Die Momentenkoordinationsbeziehungsweise Regelung hat Einfluss auf alle vier der in Abbildung 1.3 genannten Entwicklungsziele und trägt damit entscheidend dazu bei, inwieweit das Potential neuer Motorkonzepte im Sinne der genannten Ziele genutzt werden kann.

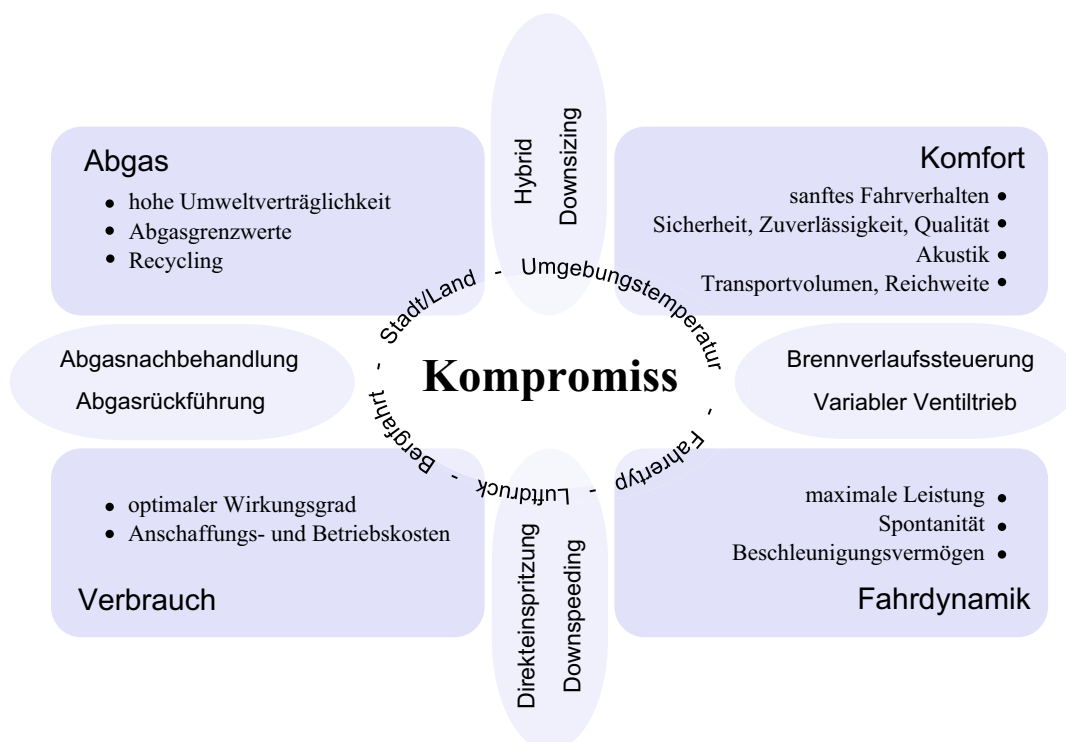


Abbildung 1.3: Konkurrierende Zielgrößen

Während anfänglich die bescheidenen Aufgaben des Regels und Steuerns im Wesentlichen durch mechanische, pneumatische oder hydraulische Steuerungen realisiert wurden, ist insbesondere die gestiegene Zahl an Stellgrößen eine Herausforderung und führte zur Entwicklung und Einführung von programmierbaren Steuergeräten. Zwangsläufig sind die Leistungsfähigkeit und der Funktionsumfang von Motorsteuergeräten in den vergangenen Jahrzehnten stetig angestiegen. Während man in den 70er Jahren für die Zünd- und Einspritzsteuerung zunächst noch unabhängige Steuerungen einsetzte, wurde diese Funktionalität Anfang der 80er Jahre in einem Steuergerät integriert [82, 207]. Nach Einführung des elektronischen Gaspedals (EGAS¹) wurde nicht zuletzt aufgrund der steigenden Vernetzung im Antriebsstrang Mitte der 90er Jahre die drehmomentbasierte Funktionsstruktur eingeführt [65, 81, 82, 123, 167, 207]. Diese Struktur wird gegenwärtig in Motorsteuerungen eingesetzt. Dabei werden die Momentenforderungen verschiedener Quellen wie beispielsweise die des Fahrers, die des Getriebes, die des Geschwindigkeitsreglers oder die der Sicherheitsfunktionen koordiniert und prioritätsgesteuert zu einem Gesamtollmoment zusammengefasst [65, 216]. Die Stellgrößenauswahl zur Realisierung des geforderten Moments erfolgt in verschiedenen komplexen Teilfunktionen abhängig von weiteren Forderungen, wie zum Beispiel von der Brennverfahrenssteuerung. Ein Vorteil dieser Struktur gegenüber älteren Systemen ohne Momentenstruktur liegt darin, dass die einzelnen Funktionen nicht mehr direkt auf die physikalischen Stellgrößen des Systems zugreifen, sondern der Zugriff koordiniert erfolgt. Im Bild 1.4 ist die Struktur einer typischen drehmomentbasierten Funktionsstruktur dargestellt.

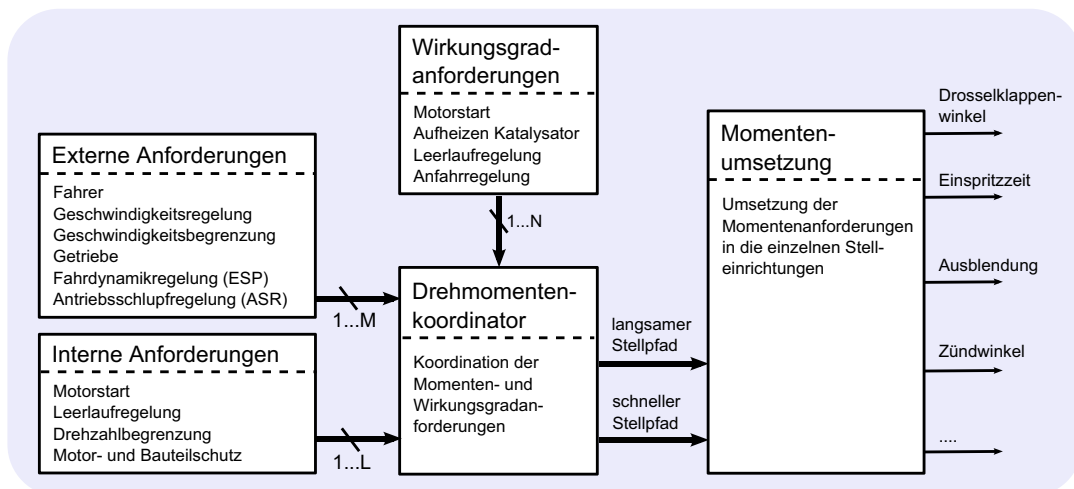


Abbildung 1.4: Drehmomentenbasierte Funktionsstruktur [65, 206, 207, 216]

In dieser Struktur werden die externen und internen Momentenwünsche unter Berücksichtigung der Wirkungsgradanforderungen prioritätsgesteuert zu Sollmomentenvorgaben zusammengefasst. Das von der Koordination geforderte Gesamtmoment wird dabei im Allgemeinen in zwei Anteile zerlegt [8, 168, 182]. Der Hauptanteil der Momentenforderung wird durch die langsameren Stellpfade umgesetzt. Dies kann zum Beispiel über den Luftpfad erfolgen. Der im Bild dargestellte zweite Pfad ermöglicht schnelle Momenteneingriffe, die zumeist über Zündwinkelverstellung realisiert werden. Die Umsetzung der Pfade erfolgt

¹auch in Verbindung mit „X-By-Wire“, wie „Drive-By-Wire“ für das elektronische Gaspedal oder „Brake-By-Wire“ für das elektronische Bremssystem [42, 64, 79, 230]

zumeist rein gesteuert. In der Momentenumsetzung werden die Vorgaben des Koordinators in entsprechende Sollwerte für die physikalischen Stellgrößen umgerechnet. Die im Bild 1.4 skizzierte Momentenstruktur wurde hauptsächlich für Motoren entwickelt, bei denen die Luftmenge und der Zündzeitpunkt für die Steuerung des Motormoments genutzt werden. Mit der Einführung der Direkteinspritzung Mitte der 90er Jahre ergaben sich neue Anforderungen, die mit der Möglichkeit der Nutzung der Einspritzmenge für die Steuerung des Motormoments zusammenhingen. Die Anpassung der oben beschriebenen Struktur an darauf basierende neue Brennverfahren wie zum Beispiel dem Magerbetrieb erwies sich als sehr schwierig, da dies neben den genannten Luft- und Zündpfaden einen weiteren Pfad für die Steuerung der Einspritzmenge erforderlich machte. Bei der direkten Nutzung der Nockenwellenverstellung (Änderung des Abgasanteils) zur Momentenregelung würden sich ähnliche Probleme ergeben.

In Abbildung 1.5 ist der Funktionsblock zur Momentenkoordination etwas genauer dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass die Entscheidung darüber, welcher der Pfade in welcher Weise für die Momenteneinstellung verwendet wird, bereits in den Teilfunktionen getroffen werden muss.

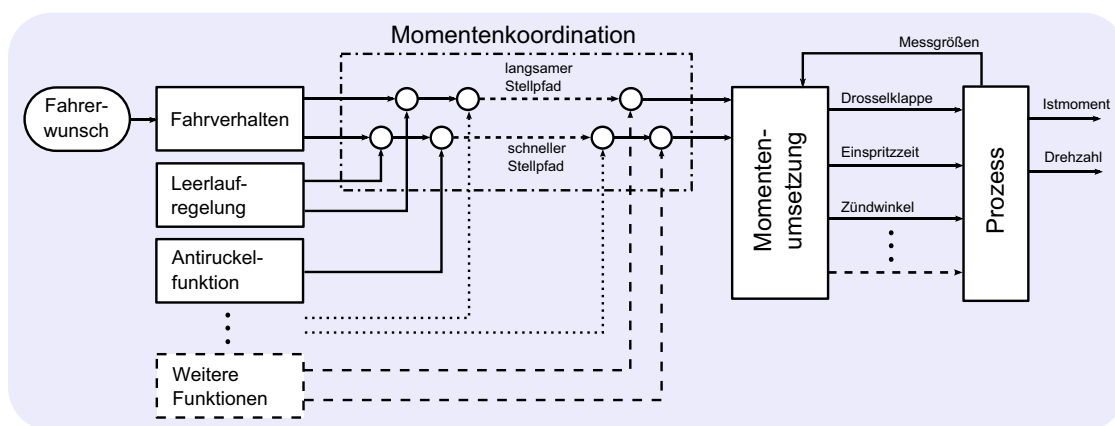


Abbildung 1.5: Übliche Momentenkoordination

Die Motorsteuerung wird üblicherweise mit einfachen linearen Reglern (zum Beispiel PID-Reglern) realisiert. Um das nichtlineare Verhalten zu berücksichtigen werden diese für verschiedene Arbeitspunkte entworfen und in Kennfeldern hinterlegt. Im Betrieb wird die aktuelle Reglereinstellung entsprechend des Arbeitspunktes gewählt (Gain-Scheduling [210]). Die Probleme dieses intuitiven Ansatzes liegen im Grunde darin, dass keine geschlossene Entwurfsmethodik existiert und für das geregelte Gesamtsystem unzureichende Aussagen über Stabilität und Regelgüte gemacht werden können [142]. Ferner müssen die Stützstellen² der Kennfelder für ein optimales Prozessverhalten appliziert und aufeinander abgestimmt werden [113, 177].

Ein Vorteil der gegenwärtig eingesetzten momentenbasierten Funktionsstruktur liegt in der Entkopplung von momentenanfordernden Komponenten und der Einstellung der physikalischen Stellgrößen. Nachteile beziehungsweise Probleme sind:

²in modernen Verbrennungsmotorsteuerung sind bei mehreren tausend Labels (Parameter, Kennlinien und Kennfelder) mehrere zehntausend Stützstellen für die Kennlinien und Kennfelder notwendig [69, 151]

- Die Struktur der Momentenregelung ist auf zwei physikalisch motivierte Pfade beschränkt.
- Es muss bereits innerhalb der ein Moment anfordernden Funktion entschieden werden, über welchen der Pfade ein Moment gefordert wird.
- Die Struktur ist speziell für bestimmte Motortypen ausgelegt (Otto, Diesel, Hybrid), die konzeptübergreifende Anwendung ist schwierig.
- Die Parameter für die Steuerung werden zumeist heuristisch eingestellt, eine modellbasierte Applikation ist aufgrund des nichtlinearen, teilweise strukturvariablen Verhaltens von Prozess und Steuerung schwierig.
- Bei der Entwicklung von Steuerungsfunktionen werden häufig nur ausgewählte Zielgrößen betrachtet. Die Auswirkungen lokaler Steuerungsfunktionen auf das Gesamtverhalten finden oft zu wenig Berücksichtigung.
- Stellbegrenzungen und Verkopplungen werden nur unzureichend berücksichtigt.
- Der Applikationsaufwand ist sehr hoch.

Aus den oben beschriebenen Problemen von aktuell eingesetzten Steuerungen lässt sich die Notwendigkeit ableiten, die Struktur von Momentenkoordination und -regelung für zukünftige Anwendungen neu zu konzipieren. Dabei müssen die Erweiterbarkeit hinsichtlich neuer Stellgrößen, aber auch der motorkonzeptübergreifende Einsatz der Funktionen besondere Berücksichtigung finden.

In der Literatur werden verschiedene Konzepte und Ansätze beschrieben, die zumeist nur Teilaspekte des Problems der Momenten- beziehungsweise Drehzahlregelung behandeln. In [182] wird ein Ansatz vorgeschlagen, in dem die Triebstrangs- von den Motorfunktionen entkoppelt werden. Als Schnittstelle zwischen diesen beiden Funktionsgruppen wird ein so genannter Momentenvektor definiert, über den nicht nur aktuelle Sollmomente, sondern auch Momentenverläufe vorgegeben werden können. Der Ansatz hat den Vorteil, dass im Gegensatz zu dem oben beschriebenen klassischen Konzept nur noch ein Sollwertsignal vorgegeben werden muss, in dem neben dem stationären Sollwert auch die Informationen über die geforderte Dynamik enthalten sind. Durch den getrennten Entwurf der Triebstrangs- und Motorfunktionen wäre der konzeptübergreifende Einsatz (zum Beispiel Otto- und Dieselmotor) sehr einfach möglich, da zum Beispiel bei Austausch des Antriebsaggregates lediglich die Motorfunktionen abgestimmt werden müssten.

Ein Verfahren zur Steuerung eines Drehmomentes wird in [189] vorgeschlagen. Mit Hilfe eines zusätzlichen Sollwertsignals wird hier gegenüber den aktuellen Steuerungsverfahren ein schnelleres Folgeverhalten erreicht. Neben dem Solldrehmoment wird als weiterer Sollwert ein nach einer bestimmten Zeit zu erreichendes Zieldrehmoment an die Steuerungseinheit geführt. Dadurch wird, ähnlich wie in [182] beschrieben, der vorzeitige Aufbau eines Momentenvorhaltes möglich.

In [32, 33, 34, 35] wird unter der Bezeichnung CARTRONIC[®] ein offenes, modulares und erweiterbares Strukturierungskonzept vorgestellt, das eine konsistente Methode für die Systemarchitektur bereitstellt. Neben dem Austausch und der Wiederverwendung von Systemkomponenten unterstützt dieses Ordnungskonzept die verteilte Entwicklung. Auf der Basis einer funktionalen Beschreibung kann damit die wachsende Funktionalität vernetzter Systeme im Fahrzeug organisiert werden. Für solch ein System wird in [168] eine

Struktur zur Momentenkoordination und die Momentenumsetzung in die physikalischen Stellgrößen Frischluftmasse, Gemisch und Zündzeitpunkt beschrieben. Die Momentenkoordination besteht aus drei Hauptgruppen. Auf der Grundlage des CARTRONIC®-Konzeptes sind alle Schnittstellen zwischen den einzelnen Funktionen physikalisch basierte Größen. Beispielsweise werden das aktuelle und ein längerfristiges Sollmoment übergeben. Im ersten Teil der Momentenkoordination werden die Anforderungen des Fahrers, der Geschwindigkeitsbegrenzung oder der Stabilisierungsprogramme koordiniert. In der nachgeschalteten Funktionseinheit werden die resultierenden Momentenanforderungen mit den Forderungen der Antriebsstrangkomponenten (zum Beispiel Schaltgetriebe) verknüpft und an den letzten Funktionsblock (Motormomentenkoordination) geführt. Hier werden nochmals Begrenzungen (zum Beispiel Drehzahl- und Momentenbegrenzung) berücksichtigt und das geforderte Antriebsmoment in die Stellgrößen umgesetzt. Die Bestimmung der für das geforderte Sollmoment nötigen Frischluftmasse erfolgt mit einem inversen Momentenmodell, wie es in [82] vorgestellt wurde. Der Zündzeitpunkt wird entsprechend der Wirkungsgradanforderung gewählt und stellt das Istmoment dar. Das Gemischmanagement gibt in Abhängigkeit der aktuellen Zylinderfüllung die Einspritzzeit vor.

In [213] wird eine kaskadierte Reglerstruktur für einen Dieselmotor vorgeschlagen, die es ermöglicht durch Austausch einzelner Regler das Gesamtsystem kontinuierlich zu verbessern. Im Detail wird sich allerdings nur mit der Regelung einiger Komponenten wie Ladedruck oder dem Bremsaktuator befasst. Wie aber zusätzliche Stellgrößen oder die verschiedenen Betriebsarten berücksichtigt werden, wird nicht diskutiert.

In [10] wird mit einem prädiktiven Verfahren der für die aktuelle Fahrsituation geeignete Getriebegang für ein Hybridfahrzeug ermittelt und das vom Fahrer geforderte Motormoment unter Berücksichtigung verschiedener Regelungsziele auf den Verbrennungsmotor, den Elektromotor und die Bremseinrichtung aufgeteilt. Der Verbrennungsmotor wird hier also als eine Stellgröße verstanden. Für die Prädiktion werden unter anderem ein Fahrermodell und Informationen aus dem Fahrzeugumfeld (Geschwindigkeitsbegrenzungen, Kurvenradien, Steigungen) verwendet. Das Optimierungsproblem wird durch dynamische Programmierung [28, 52] gelöst.

Das zylinderdruckbasierte Motormanagement wird in einer Reihe von Veröffentlichungen [98, 173, 225] diskutiert und zeigt nicht zuletzt aufgrund des in den letzten Jahren besser gewordenen Angebots von kostengünstigen Zylinderdrucksensoren ein hohes Potential. Solche Systeme werden beispielsweise in [118] und [172] vorgestellt. Der verwendete Drehmomentenregler errechnet aus der Gaspedalstellung und der aktuellen Last hier den Soll-ladedruck, die Sollfrischluftmasse und das Sollmoment. Letzteres wird zylinderindividuell eingestellt. Neben der Regelungsstruktur wird die Echtzeitauswertung und ein Rapid-Prototyping-System dokumentiert. Die genaue Funktionalität des Momentenreglers wird nicht deutlich.

Ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für einen Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung wird in [112] beschrieben. Das System realisiert eine Verbrennungsregelung, bei der sowohl der indizierte Mitteldruck, als auch der Verbrennungsverlauf (Verbrennungslage) über die Einspritzparameter zylinderindividuell eingestellt werden. Auf der Basis des durch den Fahrer geforderten indizierten Mitteldruckes und der Drehzahl werden Sollwerte für die Verbrennungslage, die Frischluftmasse und den Ladedruck berechnet. Anhand von Versuchen am Motorprüfstand und im Fahrzeug konnten Verbesserungen des Emissionsverhaltens und Vereinfachungen der Applikation gezeigt werden.

Um das Potential eines zylinderdruckorientierten Motormanagementsystems besser zu nutzen, wird aufbauend auf diese Arbeit in [145] ein zylinderdruckbasiertes Füllungsmodell entwickelt, das sowohl den Ein- und Auslasstrakt physikalisch durch Behältermodelle nachbildet, als auch den im Brennraum gemessenen Zylinderdruck für die Beschreibung der Ladungswechsel und der Verbrennung nutzt. Aus dem aktuellen Fahrerwunsch und der Drehzahl werden der indizierte Mitteldruck, die Verbrennungslage, die Abgasrückführung und die Aufladung bestimmt. Diese Bestimmung erfolgt je nach Betriebszustand in Abhängigkeit von verschiedenen Motorparametern. Die Abgasrückführrate und der Ladedruck werden mittels modellbasierter Auflade- und Abgasrückführregelung eingestellt.

Ein Regelungs- und Steuerungskonzept für Ottomotoren auf der Basis von Zylinderdrucksensoren wird in [225] beschrieben. Für die Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades und des Schadstoffverhaltens der Verbrennung umfasst dieses Konzept die adaptive und zylinderindividuelle Zündwinkel-, die Abgasrückführ- und die Lambdaeregelung. Ferner werden das Motorklopfen und Verbrennungsaussetzer erkannt und geeignete Gegenmaßnahmen getroffen.

Die Qualität der Regelung kann einerseits durch Nutzung zusätzlicher Informationen über den Prozess (zum Beispiel Zylinderdruck), andererseits aber auch mittels Kenntnisse über zukünftige Führungs- oder Störgrößen verbessert werden. So wird in [218] ein Verfahren zur Umschaltung der wirksamen Ventilhebungskurven vorgestellt. Ziel ist es, die durch die Umschaltung bedingten Drehmomentenschwankungen im Antriebsstrang zu unterbinden. Dies wird erreicht, indem die Umschaltung zeitverzögert erfolgt und somit die Drosselklappe, als auch der Zündwinkel- und Lambdawirkungsgrad prädictiv gesteuert werden können.

In den letzten Jahren wurden zunehmend modellbasierte Entwurfsverfahren für die Auslegung von Motorfunktionen entwickelt und eingesetzt. Für den im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten Steuerungsansatz wurde ein modellprädictives Regelungsverfahren angewendet. Ein großer Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass sich in die Zukunft reichende Soll- und Störgrößen, sowie Stellbegrenzungen in der Regelung berücksichtigen lassen. Modellprädictive Regler werden bisher kaum in Verbrennungsmotorsteuerungen oder in anderen eingebetteten Steuerungssystemen angewendet. Der Hauptanwendungsbereich lag bisher in der Petrochemie und der Verfahrenstechnik [36, 45]. Beispielsweise wurden prädictive Verfahren zur Regelung einer Gaszerlegungsanlage [57], zur Regelung eines Reaktors [58] oder in [7] zur Wasserbewirtschaftung verwendet. In [155, 159, 160, 161, 162, 228] sind Anwendungen im Medizinbereich zu finden. Zur Regelung der Narkosetiefe wird zum Beispiel in [228] der Generalized Predictive Controller (GPC) nach CLARKE ET ALII [48, 49, 50] angewendet.

Durch die rasante Entwicklung der Controllertechnik ist heute die Anwendung im Embedded - Bereich prinzipiell möglich [124]. Aktuelle Forschungsaktivitäten zeigen dies deutlich. So wird durch BACK [10] mit Hilfe der dynamischen Programmierung eine nichtlineare modellprädictive Regelung realisiert und zur Antriebsregelung bei Hybridfahrzeugen genutzt. Ebenfalls zur Anwendung in Hybridfahrzeugen werden in [18, 19] modellprädictive Verfahren zur Kupplungsregelung und in [16, 17] zum energieoptimalen Betrieb untersucht. Zur Lösung des quadratischen Optimierungsproblems mit Nebenbedingungen findet hier die Strategie der aktiven Menge [70, 183] Anwendung. Auch die Arbeiten in [24, 26, 27, 147, 149] nutzen die Methode der aktiven Menge. In [24, 27] werden zur Drehzahlregelung dabei die optimalen Werte für die Drosselklappe und das Gemisch innerhalb

einer Millisekunde bestimmt. Die umgesetzten Algorithmen konnten erfolgreich an einem realen Versuchsmotor getestet werden.

In [202], [203] und [204] findet die analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung zur simultanen Regelung von Ladedruck und Abgasrückführtrate an einem Dieselmotor Anwendung. Um die stark nichtlinearen Eigenschaften des Prozesses zu berücksichtigen wird die analytische Variante in Kombination mit dem Gain-Scheduling genutzt. Für ein mittleres Referenzmodell der Strecke werden die Reglermatrizen offline einmalig bestimmt und in Abhängigkeit des Arbeitspunktes eine Umschaltung auf die Stellgrößen durchgeführt.

Eine umfangreiche Übersicht über den Entwicklungsstand und die verschiedenen Anwendungen von MPR-Technologien vermitteln QIN und BADGWELL in [198].

Um den hohen Rechenaufwand bei MPR-Anwendungen besser bewältigen zu können, sind in der Literatur verschiedene Implementierungsvorschläge für Spezialhardware zu finden. Durch WILLS ET ALII wird in [250] beispielsweise die Implementierung einer modellprädiktiven Regelung in einem digitalen Signalprozessor (DSP) untersucht. Mit der Methode der aktiven Menge wird unter Berücksichtigung der Beschränkungen das Optimierungsproblem innerhalb einer Zeit von $150\mu s$ gelöst. An einem Beispielprozess mit einer Abtastrate von $5kHz$ konnte die realisierte Implementierung erfolgreich getestet werden.

In [93] wird die Implementierung der modellprädiktiven Regelung auf einem FPGA³ beschrieben. Für die Lösung des quadratischen Gütefunktions findet das Verfahren der inneren Punkte [122, 251, 252] Anwendung. Die Realisierung konnte mittels Hardware in the Loop Simulation (HIL) getestet werden und weist eine Berechnungszeit von weniger als 10 Millisekunden auf.

Die von KVASNICA ET ALII [141] entwickelte Multi-Parametric-Toolbox (MPT) bietet ein umfassendes Werkzeug für den Entwurf und die Analyse der modellprädiktiven Regelung. Für schnelle Systeme wird das Optimierungsproblem offline gelöst und der sich ergebende Zustandsraum in Teilbereiche aufgeteilt und für jeden dieser Bereiche ein optimaler Regler erstellt. So ergeben sich zwar online sehr schnelle Berechnungen nach dem Prinzip einer Look-Up-Tabelle, was aber gleichzeitig zu großen Datenmengen führt. Ferner gibt es bei kleinen Abtastzeiten und bei großen Prädiktionshorizonten numerische Probleme. Führungsgrößen- und Störgrößenverläufe sowie Wichtungsänderungen können nicht ohne weiteres integriert werden. Weitere Informationen zur Multi-Parametric-Toolbox sind in [140, 175, 188] zu finden.

³**Field Programmable Gate Array** - Ein FPGA ist ein integrierter Schaltkreis (IC), der aus einzelnen Logikelementen (beziehungsweise Logikzellen) besteht. Diese sind in Form einer Matrix angeordnet, deren interne Verschaltung respektive Funktionalität frei programmierbar ist [83, 110].

2 Prozessanalyse

Das physikalische Verhalten von Verbrennungsmotoren, insbesondere die Vorgänge während der Verbrennung wurde seit der Erfindung dieser Maschinen intensiv untersucht. Dennoch ist die Beschreibung der Prozesse aufgrund des nichtlinearen und stochastischen Charakters äußerst komplex und ihre Modellierung schwierig. Im folgenden Kapitel werden der Gesamtprozess des Motors und seine Wirkpfade speziell aus steuerungstechnischer Sicht untersucht. Ausgehend von einer kurzen Beschreibung des motorischen Arbeitsprinzips werden die wesentlichen Einflussgrößen und ihre Wirkung auf das Motorverhalten erläutert. Das abgegebene Motormoment wird maßgeblich durch die im Zylinder vorhandenen Frischluft-, Restgas- und Kraftstoffmassen sowie den Wirkungsgrad bestimmt. Deshalb finden die auf diese Parameter wirkenden Steuergrößen besondere Beachtung.

Mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Steuerungsansatz lassen sich neben Motormoment und Drehzahl weitere Größen und Parameter gezielt beeinflussen. So kann zum Beispiel die Abgasqualität als zusätzliches Kriterium mit Hilfe eines entsprechenden Modells in der Steuerung berücksichtigt werden. Der Einfluss der Stellgrößen auf die Rohemission wird am Ende des Kapitels zusammengefasst. Die Erläuterungen beziehen sich ausschließlich auf ottomotorische Prozesse.

2.1 Ottomotorisches Arbeitsprinzip

Ein Verbrennungsmotor ist eine Wärmekraftmaschine [192, 216], die durch innere Verbrennung aus Kraftstoff mechanische Arbeit verrichtet. Die im Kraftstoff gebundene chemische Energie soll dabei möglichst optimal in Bewegungsenergie umgesetzt werden, wobei die Emission von Schadstoffen so minimal wie möglich zu halten ist. In Abbildung 2.1 sind die Komponenten eines modernen Verbrennungsmotors dargestellt. Neben den klassischen Stelleinrichtungen wie Drosselklappe und Zündzeitpunkt sind darin weitere Komponenten skizziert, mit deren Hilfe der Motor gesteuert werden kann. Dazu zählen Vorrichtungen zur Direkteinspritzung, zur Aufladung des Motors, zur Abgasrückführung und zur zusätzlichen Beeinflussung der Gemischqualität (Ladungsbewegungsklappe).

Das grundlegende Arbeitsprinzip des Ottomotors ist seit seiner Erfindung unverändert. Die Energieumsetzung erfolgt darin in vier Takten (meist vorkommendes Verfahren [65]). Die Wirkungsweise der einzelnen Takte lässt sich anhand der Darstellung im Bild 2.2 erläutern. Im ersten Takt (Ansaugtakt, Bereich 1 bis 2) wird bei geschlossenem Auslass- und geöffnetem Einlassventil Frischluft in den Zylinder gesaugt. Die Masse des angesaugten Gases hängt dabei von der Ventilöffnung und dem aktuellen Saugrohrdruck ab. Im zweiten Takt werden alle Zylinderventile geschlossen und das Gas durch die Kolbenbewegung verdichtet (Bild 2.2, Bereich 2 bis 3). Bei Motoren mit Direkteinspritzung wird in diesem Takt auch die erforderliche Menge an Kraftstoff in den Zylinder eingebracht. Ansonsten ist der Kraftstoff bereits in der angesaugten Gasmenge enthalten. Kurz vor

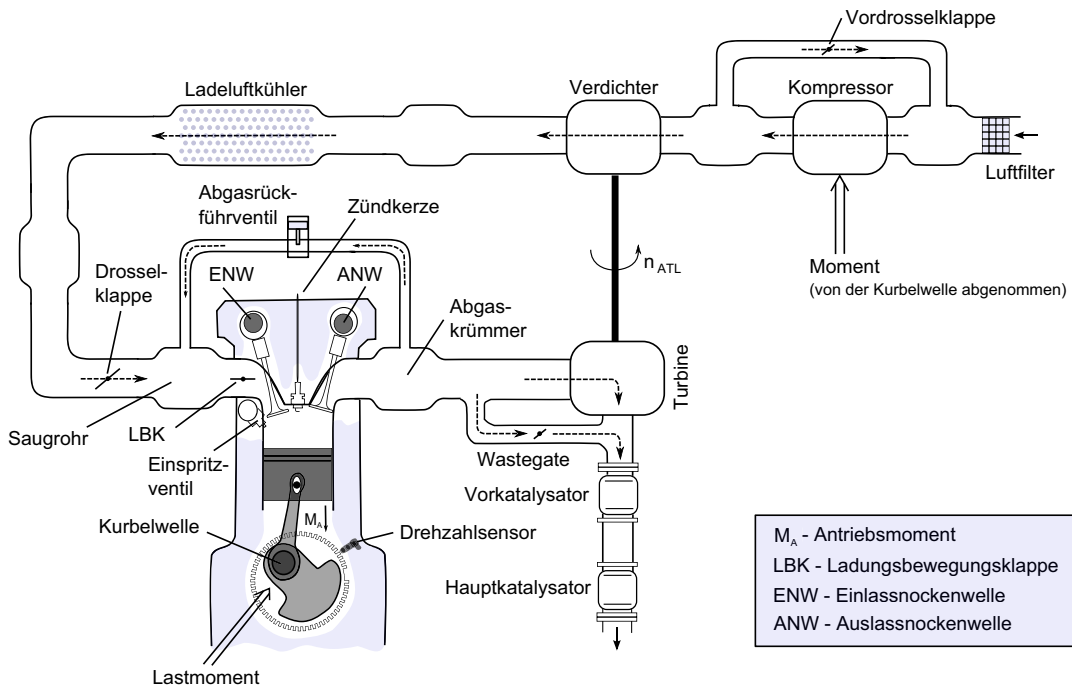


Abbildung 2.1: Komponenten eines modernen Verbrennungsmotors

Ende des zweiten Taktes wird das Gas gezündet (Fremdzündung). Im dritten Takt erfolgt die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches (Bild 2.2, Bereich 3 bis 4). Durch den Anstieg der Temperatur steigt der Druck im Verbrennungsraum und treibt den Zylinder nach unten in Richtung unterer Totpunkt (UT). Die Längsbewegung des Kolbens wird dabei über den Pleuel auf die Kurbelwelle weitergeleitet und in eine Drehbewegung umgesetzt. Im letzten Takt (Auslasstakt, Bereich 4 bis 1) wird das Auslassventil geöffnet und das verbrannte Gas durch den sich in Richtung oberer Totpunkt (OT) bewegenden Kolben aus dem Zylinder gedrückt. Insgesamt dreht sich die Kurbelwelle bei einem Arbeitsspiel um 720° Kurbelwinkel, also um zwei vollständige Umdrehungen. Durch ein an der Kurbelwelle angebrachtes Schwungrad wird dabei sichergestellt, dass der Kolben in den Totpunkten nicht stehen bleibt und für die Verdichtung des Gemisches ausreichend Bewegungsenergie zur Verfügung steht. Zumeist werden für einen gleichmäßigen Gang des Motors mehrere Zylinder verwendet, die in der Regel gegeneinander im Arbeitstakt verschoben sind.

Bei modernen Ottomotoren lassen sich die Ventile unabhängig voneinander verstellen. Dadurch kann im Ansaugtakt neben dem Einlassventil gleichzeitig das Auslassventil geöffnet werden (Ventilüberschneidung) und so ein bestimmter Anteil an Abgas in den Zylinder zurückgesaugt werden. Das mit dem Restgas versetzte Gemisch führt zum Beispiel wegen der höheren Wärmekapazität des Abgases zu einem im Sinne der Schad-

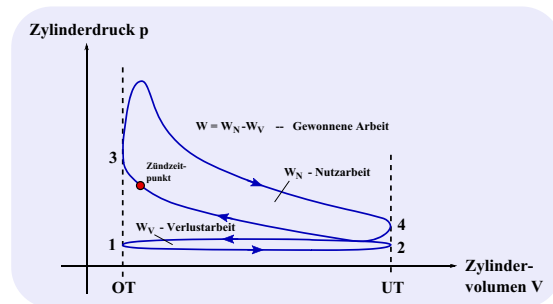


Abbildung 2.2: Kreisprozess eines Ottomotors im p-V-Diagramm [42, 85, 207]

stoffbilanz günstigeren Brennverlauf (geringere Spitzentemperaturen). Das Abgas kann auch über eine externe Einrichtung in das Saugrohr geleitet werden (externe Abgasrückführung).

Eine weitere Einrichtung zur Steuerung der Motorprozesse ist das System zur Aufladung. Bei aufgeladenen Systemen wirkt statt des Umgebungsdrucks ein erhöhter Druck, der Ladedruck, auf die Drosselklappe. Damit lässt sich der Druck im Saugrohr erhöhen und somit die Menge an Frischluft, die im Ansaugtakt in den Zylinder gelangen kann. Mit Hilfe der Aufladung lassen sich so kleine und leichte Motoren mit hoher Leistung realisieren (Downsizing [84, 103]). Im niederen Drehzahlbereich wird die Druckerhöhung zum Beispiel durch einen Kompressor realisiert. Die Steuerung des Ladedrucks erfolgt dabei durch die im Bild 2.1 dargestellte Vordrosselklappe. Nachteilig ist, dass der Kompressor mechanische Antriebsleistung benötigt. Bei hohen Drehzahlen verwendet man im Allgemeinen Abgas-turbinen mit Verdichter (sogenannte Abgasturbolader (ATL)), wobei der Ladedruck hier durch ein Wastegate oder eine variable Turbinengeometrie (VTG) gesteuert wird.

Die im Bild 2.1 dargestellte Ladungsbewegungsklappe (LBK) ermöglicht eine Einflussnahme auf den Strömungsverlauf beziehungsweise die Verwirbelung des einströmenden Gases im Ansaugtakt. Das führt zu einer besseren Durchmischung von Frischluft und Kraftstoff und damit zu einer besseren Qualität des Gemisches.

Die verschiedenen Varianten von Ottomotoren und deren Brennverfahren wurden in der Literatur umfassend beschrieben. Für weitere Erläuterungen sei auf die Arbeiten von BASS-HUYSEN und SCHÄFER [216], BRAESS und SEIFFERT [42], URLAUB [242], GROHE [85], PULKRABEK [197] oder auf HEYWOOD [101] verwiesen.

2.2 Einflussgrößen und Wirkpfade bei der Energieumsetzung

Die für die Energieumsetzung im Verbrennungsmotor wichtigsten physikalischen Parameter und die Stelleinrichtungen zur Steuerung dieser Größen sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst. Der Zusammenhang zwischen den Stellgrößen, den physikalischen Größen und sonstigen Parametern ist im Bild 2.3 zusammenfassend dargestellt. Nachfolgend werden die Einflussgrößen und ihre Wirkung auf die Motorprozesse unter steuerungstechnischen Gesichtspunkten erläutert.

Tabelle 2.1: Überblick wesentlicher Stellgrößen am Verbrennungsmotor

physikalische Parameter	Stelleinrichtungen
Luftmasse	Drosselklappe, Nockenwelle, Abgasrückführventil, Wastegate, Vordrosselklappe, Ladungsbewegungsklappe, Saugrohrlänge
Abgasmasse	Nockenwelle, Abgasrückführventil, Wastegate, Abgasdrosselklappe
Kraftstoffmasse	Einspritzdauer, Raildruck
Brennbeginn	Zündzeitpunkt, Einspritzbeginn, Abgasrückführventil, Nockenwelle, Ladungsbewegungsklappe

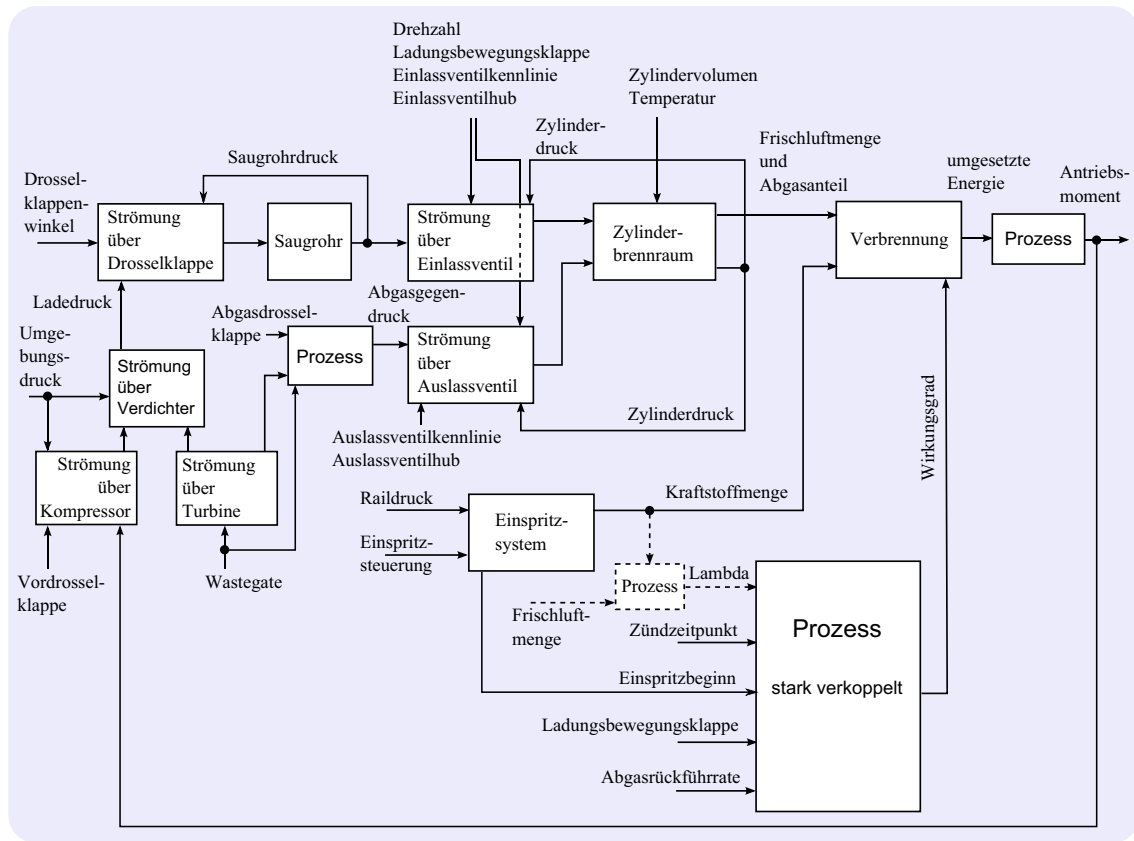


Abbildung 2.3: Zusammenhänge der Steuerungsparameter eines Verbrennungsmotors

2.2.1 Einflussgrößen

a) Stellgrößen für die Frischluftmasse im Zylinder

Wirkung der Drosselklappe auf die Frischluftmasse: Die Drosselklappe ist ein Ventil im Ansaugpfad, über das der Druck im Saugrohr verändert werden kann. Über das damit variable Verhältnis zwischen dem Saugrohr- und Zylinderdruck gelangt bei gleicher Einlassventilöffnung eine entsprechende Frischluftmasse in den Zylinder. Bei der Steuerung der Frischluftmasse über die Drosselklappe muss die träge und drehzahlabhängige Saugrohrdynamik berücksichtigt werden. Die Drosselklappenstellung selbst wird durch eine unterlagerte Regelung eingestellt. Die Dynamik des Drosselklappenregelkreises ist im Vergleich zur Saugrohrdynamik hoch.

Wirkung der Nockenwelle auf die Frischluftmasse: Über die Nockenwellenverstellung lässt sich das Öffnungsprofil der Ein- und Auslassventile (Öffnungszeiten und -weite beziehungsweise Ventilhub) einstellen. Mit dem Einlassventil kann so der Verlauf der Ansaugphase gezielt beeinflusst werden. Unterschiedliche Ventilhub ermöglichen zum Beispiel die Steuerung der Frischluftmenge im Zylinder, so dass neben der Drosselklappe eine weitere Stellgröße für die Frischluftmasse verfügbar ist. Die Dynamik der Stelleingriffe über den Ventilhub ist höher als bei einer Drosselklappenverstellung. Allerdings ist der Stellbereich zumeist begrenzt. Bei einigen Motorkonzepten kann der Ventilhub nur dis-

kret (groß, klein) verändert werden [105, 138]. In diesem Fall entfällt die Nutzung als kontinuierliche Stellgröße [42, 216]. Eine Hubverstellung muss aber bei der Steuerung der Frischluft berücksichtigt werden.

Wirkung einer externen Abgasrückführung auf die Frischluftmasse: Durch die externe Abgasrückführung wird Abgas in das Saugrohr zurückgeleitet. Dabei kommt es zu einer Druckerhöhung im Saugrohr, was wiederum einen Abfall der Druckdifferenz über der Drosselklappe bewirkt. Dadurch verringert sich der Zustrom von Frischluft. Der Frischluftanteil im Saugrohr ist damit bei gleicher Drosselklappenstellung geringer als ohne externe Abgasrückführung (AGR). Bei der Steuerung der Frischluftfüllung muss dieser Umstand entsprechend berücksichtigt werden.

Wirkung von Wastegate und Vordrosselklappe auf die Frischluftmasse: Das Wastegate und die Vordrosselklappe sind Stellgrößen, die in aufgeladenen Motoren eingesetzt werden. Wie im Kapitel 2.1 skizziert, wird über diese Größen der Ladedruck gesteuert. Ein steigender Ladedruck führt bei gleich bleibender Drosselklappenstellung und unveränderten Ventilprofilen zu einer höheren Füllung. Die Steuerung der Frischluftfüllung allein über das Wastegate oder die Vordrosselklappe wäre allerdings aus Dynamikgründen problematisch, da dieser Steuerungspfad eine gegenüber der Drosselklappenverstellung wesentlich größere Trägheit besitzt (Turbinenträgheit, zusätzliche Volumina). Deshalb werden der Ladedruck langsam dem mittleren aktuellen Arbeitspunkt entsprechend eingestellt und schnellere Änderungen der Frischluftmenge über die Drosselklappe und die Ventilstellungen realisiert. Neben der Wirkung auf den Ladedruck wirkt sich eine Wastegate-Verstellung auch auf den Abgasgegendruck und damit auf den Gesamtwirkungsgrad (Ladungswechselverluste) aus. Durch den Downsizing-Effekt (günstige Last- und Drehzahlbereiche) werden diese Wirkungsgradeinbußen allerdings ausgeglichen.

Wirkung der Saugrohrlänge auf die Frischluftmasse: Durch die Ladungswechsel bedingt entsteht kein kontinuierlicher Luftstrom. Die strömenden Luftmassen werden durch Öffnen und Schließen der Ventile periodisch abgebremst. Durch die Trägheit der strömenden Luft entsteht vor dem geschlossenen Ventil ein kurzzeitig erhöhter Druck (pulsierender Saugrohrdruck). Wegen der Komprimierbarkeit der Luft kommt es durch das periodische Öffnen und Schließen der Ventile zu Druckdifferenzen, die zu einer Art Wellenbewegung der Luftmasse im Saugrohr zwischen der Drosselklappe und dem Einlassventil führen. Vor dem Einlassventil entstehen so abwechselnd Phasen höheren oder niederen Druckes. Die Amplitude dieser Druckschwankungen hängt aufgrund von Resonanzeffekten von der Saugrohrlänge ab. Wird das Ventil während einer Phase höheren Druckes geöffnet, kann dadurch mehr Frischluft in den Zylinder gelangen. Dieser Effekt ist mit einer Aufladung vergleichbar. Die optimale Saugrohrlänge ist abhängig von der Drehzahl des Motors. Über eine Verstellung der wirksamen Länge des Saugrohres kann so die Frischluftfüllung beeinflusst werden. Die Verstellung der Saugrohrlänge kann im Allgemeinen nur in zwei oder mehr diskreten Schritten vorgenommen werden [14, 216, 236]. Eine Nutzung als kontinuierliche Stellgröße entfällt damit. Allerdings muss die Verstellung bei der Steuerung der Frischluftmasse im Zylinder entsprechend berücksichtigt werden.

Wirkung der Ladungsbewegungsklappe (LBK) auf die Frischluftmasse: Die Ladungsbewegungsklappe ist eine verstellbare Klappe, die im Ansaugtrakt dicht vor dem Einlassventil angeordnet ist und die Strömungseigenschaft des in den Brennraum einströmenden Gases beeinflusst. Ähnlich wie bei der Drosselklappe kann mit der LBK eine Drosselung des Luftstroms erreicht werden. Wegen der Lage der LBK am Zylinderein-

gang ist die Dynamik dieser Eingriffe höher als bei Eingriffen über die Drosselklappe. Der Stellbereich ist allerdings begrenzt. Die Nutzung der LBK zur Beeinflussung der Frischluft ist prinzipiell möglich, wird allerdings nicht praktiziert, da diese Stelleinrichtung für die Beeinflussung der Gemischqualität verwendet wird.

Wirkung der Einspritzung auf die Frischluftmasse: Wird der Kraftstoff bei einem Motor mit Direkteinspritzung während der Ansaugphase eingespritzt, so wird dem Gas durch die Verdunstung des Kraftstoffes Wärmeenergie entzogen und es kommt zu einer Abkühlung des Gasgemisches. Durch die Abkühlung verringert sich der Druck im Zylinder. Das sich daraus ergebende höhere Druckgefälle führt letztlich zu einer erhöhten Frischluftmasse im Zylinder. Der Einfluss der Einspritzung auf die Frischluftmenge ist gegenüber den oben genannten Stellgrößen allerdings vernachlässigbar klein.

b) Stellgrößen für die verbleibende Abgasmasse im Zylinder

Wirkung der Ventilstellungen auf die Abgasmasse: Mit Hilfe einer variablen Ventilstellung kann in der Ansaugphase des Motors neben der Frischluft ein gewisser Anteil an Abgas in den Zylinder zurückgesaugt werden (interne Abgasrückführung). Durch das Abgas ist der Anteil an Frischluft entsprechend geringer als bei einem Ladevorgang mit vollständig geschlossenem Auslassventil. Die während der Verbrennung umsetzbare Energiemenge ist damit aufgrund des geringeren Sauerstoffanteils ebenfalls geringer. Die Dynamik der internen AGR ist gegenüber der Dynamik des Frischluftpfades bei entsprechend schneller Ventilverstellung hoch.

Wirkung der externen Abgasrückführung auf die Abgasmasse: Durch die externe Abgasrückführung wird, wie oben beschrieben, Abgas in das Saugrohr geleitet. Die Steuerung wird mit Hilfe eines speziellen Ventils realisiert. Die Dynamik des Stelleingriffs ist wesentlich geringer als über die Ventilverstellung. In modernen Motoren wird die Steuerung der Abgasmasse deshalb vorrangig durch eine innere Abgasrückführung realisiert.

c) Stellgrößen für die Kraftstoffmasse im Zylinder

Wirkung der Einspritzzeit auf die Kraftstoffmasse: Die Öffnungszeit der Einspritzdüsen ist die entscheidende Steuergröße für die Kraftstoffmenge. Der Einspritzbeginn beeinflusst hingegen die Qualität des Kraftstoffgemisches. Die Einspritzung einer geforderten Kraftstoffmenge kann durch einmaliges Einspritzen oder durch wiederholte Einspritzvorgänge während eines Ansaug- und Verdichtungstaktes (Mehrfacheinspritzung) realisiert werden. Die Einspritzzeit hängt von verschiedenen Randbedingungen (zum Beispiel Temperatur, Raildruck) ab. Über die Änderung der Kraftstoffmenge sind schnelle Steuereingriffe möglich. Außerdem wird über diese Stellgröße die Zylinderausblendung realisiert.

Wirkung des Raildrucks auf die Kraftstoffmasse: Die in einem Arbeitsspiel realisierte Einspritzmenge bei einem Motor mit Direkteinspritzung ergibt sich aus der Differenz von Rail- und Zylinderdruck, der Einspritzventilgeometrie und der Einspritzzeit. Für eine korrekte Einspritzsteuerung ist ein möglichst konstanter Raildruck erforderlich. Schnelle Änderungen wirken sich negativ auf die Stellgenauigkeit für die Einspritzmenge aus. Deshalb wird der Raildruck bei modernen Motoren durch eine unterlagerte Regelung (wie zum Beispiel in [109, 237] beschrieben) auf feste Werte eingestellt.

d) Stellgrößen, die den Wirkungsgrad beeinflussen

Der in einem Otto-Verbrennungsmotor maximal erreichbare Wirkungsgrad hängt entscheidend vom Verlauf der Verbrennung relativ zur Lage des Kurbelwinkels gesehen ab. Der Brennverlauf wird von einer Reihe fester Bedingungen und Parametern beeinflusst, die sich zum Beispiel aus der Konstruktion, der Kraftstoffzusammensetzung, dem Brennverfahren oder der Temperatur ergeben. Neben diesen festen Betriebsbedingungen wird der Wirkungsgrad von verschiedenen einstellbaren Parametern und Größen bestimmt. Wichtige Größen sind der Brennbeginn und der Druckverlauf während der Verbrennung. Der maximale Wirkungsgrad eines Ottomotors wird durch den in Abbildung 2.4 dargestellten Gleichraumprozess bestimmt [42, 85, 207]. Die Verbrennung läuft dabei bei konstantem Volumen im oberen Totpunkt ab. Durch die Kolbenbewegung ist das Volumen bei realen Maschinen während der Verbrennung aber nicht konstant. Der Brennbeginn hat entscheidenden Einfluss darauf, inwieweit sich der reale Prozess dem Idealfall annähert. Eine andere Größe, die hauptsächlich den Brennverlauf beeinflusst, ist die Gemischqualität. Sie wird bestimmt durch das Verhältnis von Frischluft- und Kraftstoffmenge (λ), durch den Restgasanteil im Zylinder und den Verdampfungs- und Vermischungsgrad des brennbaren Gases. Der Einspritzbeginn und die LBK-Stellung sind hierfür weitere Steuergrößen.

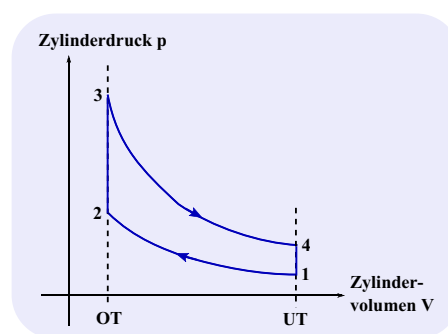


Abbildung 2.4: Gleichraumprozess

Wirkung des Zündzeitpunktes auf den Wirkungsgrad: Der Verbrennungsvorgang im Zylinder wird durch einen lokalen Energieeintrag in Form eines Zündfunken ausgelöst. Nach Ablauf einer kurzen Brennverzugszeit erfolgt die Energieumsetzung lawinenartig und führt zu einem sehr schnellen Temperaturanstieg und dem daraus resultierenden Druckaufbau im Zylinder. Für den maximalen Wirkungsgrad lässt sich ein optimaler Zündzeitpunkt ermitteln. Dieser ist unter anderem abhängig von der aktuellen Füllung, der Motordrehzahl und der Gemischzusammensetzung. Eine Verstellung des Zündzeitpunktes nach spät führt zu einem überproportionalen Abfall des indizierten Mitteldruckes und damit des Wirkungsgrades. Der gleiche Effekt wird bei einer Frühverstellung des Zündwinkels beobachtet [234]. Die Verstellung in Richtung früh kann weiterhin zu einer klopfenden Verbrennung führen. Je weiter der Zündzeitpunkt vorverlegt wird, desto größer wird der Spitzendruck. Deshalb ist der (im Sinne eines maximalen Wirkungsgrades) bestmögliche Zündwinkel zumeist der frühestmögliche. Der Zusammenhang zwischen Zündwinkelverstellung (vom Optimalwert aus) und dem Wirkungsgrad ist nichtlinear (Zündwinkelver-

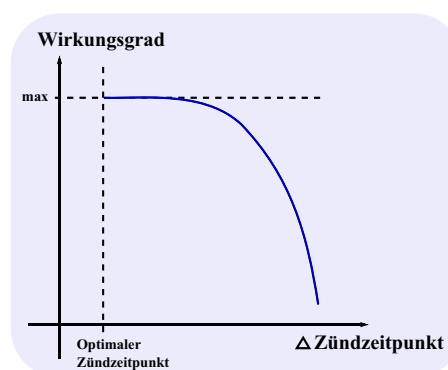


Abbildung 2.5: Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Zündzeitpunkt (vom Optimum betrachtet) [8, 107, 194]

lungen im Bereich des optimalen Zündwinkels haben wesentlich kleinere Wirkungsgradänderungen zur Folge als Verstellungen gleicher Größenordnung in einem vom Optimum entfernten Bereich) [8, 43, 107, 206], was durch Abbildung 2.5 verdeutlicht wird.

Wirkung der Gemischzusammensetzung (Lambda) auf den Wirkungsgrad: Die Zusammensetzung des Gemisches (Lambda) hat großen Einfluss auf das resultierende Moment und auf die Energieeffizienz des Motors. Das maximal mit einer gegebenen Frischluftfüllung realisierbare Moment des Motors wird nach ADLER [3] bei $\text{Lambda} = 0.91$ erreicht (Abbildung 2.6a). Die Erhöhung des Momentes bei einer Gemischverschiebung von 1 auf 0.91 beträgt in etwa 3% [6]. Die Gründe dafür liegen in der höheren laminaren Flammenfrontgeschwindigkeit und an dem kleineren mittleren Abstand zwischen Kraftstoff- und Sauerstoffmolekülen. Damit steigt die Reaktionssicherheit und der Sauerstoff wird vollständiger umgesetzt als bei einem mageren Gemisch. Durch die höhere laminare Flammenfrontgeschwindigkeit wird bei $\text{Lambda} = 0.91$ auch eine minimale Brennverzugszeit und Brenndauer erreicht (bessere Annäherung an Gleichraumprozess). Betrachtet man die Wirkung der Gemischzusammensetzung auf die Gesamtenergieeffizienz statt auf das resultierende Moment, so liegt das Maximum im leicht mageren Bereich (Abbildung 2.6b). Der Grund dafür liegt darin, dass hier der Kraftstoff nahezu komplett umgesetzt wird. Bei Motoren mit Direkteinspritzung kann die Gemischzusammensetzung innerhalb eines Arbeitstaktes verändert werden. Damit ist diese Größe für schnelle Momenteneingriffe geeignet.

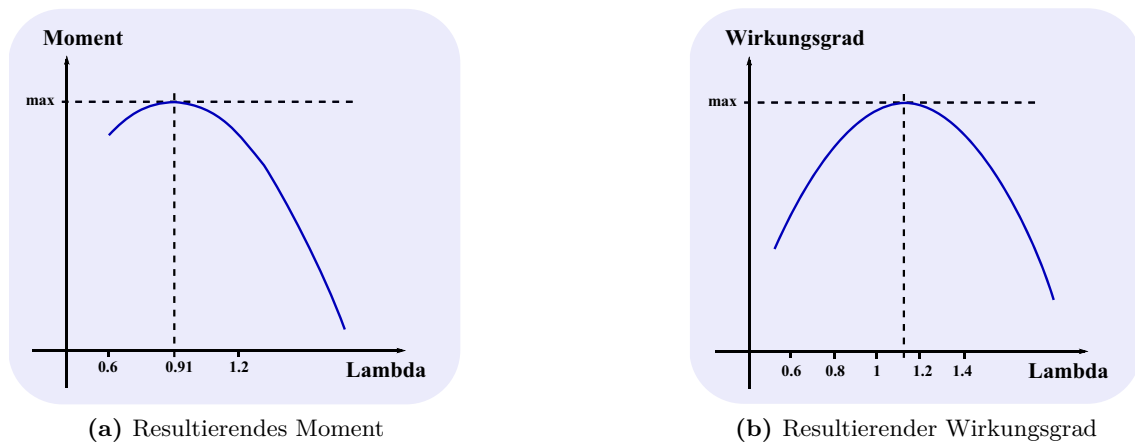


Abbildung 2.6: Moment und Wirkungsgrad über Lambda [92, 107]

Wirkung des Einspritzbeginns auf den Wirkungsgrad: Der Einspritzbeginn hat Einfluss darauf, ob das Potenzial einer gegebenen Motorbetriebsart ausgeschöpft wird. Bei homogenem Gemisch ($\text{Lambda} = 1$) wird der Einspritzbeginn so gewählt, dass sich eine möglichst homogene Verteilung des Kraftstoffes herausbilden kann, ohne dass sich der Kraftstoff an den Wänden des Verbrennungsraumes anlagert. Hinsichtlich der Gemischhomogenisierung muss der Einspritzbeginn also möglichst früh, hinsichtlich der Wandanlagerungen jedoch möglichst spät gewählt werden. Bei der Steuerung muss ein geeigneter Kompromiss gefunden werden. Sowohl die ungenügende Homogenisierung als auch die Wandanlagerungen führen zu Wirkungsgradverlusten (und haben außerdem einen erhöhten Schadstoffausstoß zur Folge). Bei einer geschichteten Gemischaufbereitung (Magerkonzepte) muss der Einspritzbeginn so gewählt werden, dass zum Zündzeitpunkt ein lokal

zündfähiges Gemisch ($\lambda = 0.9$ bis 1) an der Zündkerze zur Verfügung steht. Der Einspritzbeginn wird im Allgemeinen so gewählt, dass sich ein maximaler Wirkungsgrad und beste Zündfähigkeit des Gemisches ergibt.

Wirkung des Abgasanteils auf den Wirkungsgrad: Bei der Betrachtung der Wirkung des Restgasanteils auf einen Verbrennungsvorgang muss der vorhergehende Zyklus berücksichtigt werden. Unter der Annahme, dass sich sowohl der Kraftstoff als auch der Sauerstoff in einem solchen Zyklus vollständig verbrauchen (nur theoretisch bei $\lambda = 1$ möglich), erhält man ein nichtreaktives Abgas. Bei nicht stöchiometrischer Verbrennung ist das Abgas reaktiv, da entweder ein Anteil von Sauerstoff ($\lambda > 1$) oder Kraftstoff ($\lambda < 1$) für die Verbrennung verfügbar bleibt. Wie in Abbildung 2.7 ersichtlich, wirkt sich eine geringe Abgasrate förderlich auf den Wirkungsgrad des Motors aus. Wegen des entsprechend verringerten Frischluftanteils kann dieser Effekt nur im Teillastbetrieb angewendet werden. Ein weiterer Vorteil der Abgasrückführung liegt darin, dass aufgrund der hohen Wärmekapazität des Abgases die Maximaltemperatur während der Verbrennung herabgesetzt wird. Das führt zu einer verbesserten Stickoxid-Bilanz. Die oben erläuterte Wirkung der Abgasrückführung auf die Frischluftmenge führt zu einer geringeren Gemischmasse im Zylinder. Das hat wiederum eine Verringerung der umgesetzten Energiemenge je Verbrennung und damit der Leistung zur Folge. Der durch die Abgasrückführung bedingte Frischluftverlust muss durch Öffnen der Drosselklappe ausgeglichen werden. Da durch die weiter geöffnete Drosselklappe die Ladungswechselverluste sinken, ergibt sich eine weitere Steigerung der Gesamteffizienz des Motors. Große Abgasrückführungen führen wegen der starken Senkung der Prozesstemperatur und der Brenngeschwindigkeiten zu unruhigen und verschleppten Verbrennungen, was sich wiederum negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt. Im Extremfall sind Verbrennungsaussetzer die Folge [206, 216]. Die Steuerung des Motormoments über den Weg der Wirkungsgradänderung mit Hilfe der Abgasrückführung ist wenig sinnvoll, da der Einfluss dieser Steuergröße im Vergleich zum Frischluftpfad wesentlich geringer ist.

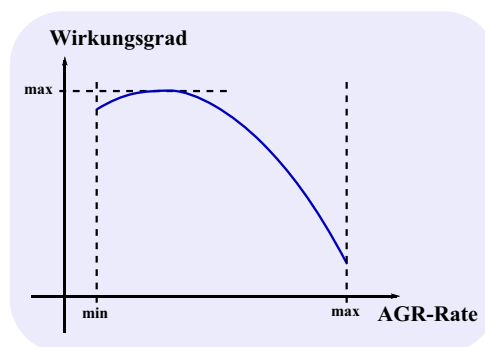


Abbildung 2.7: Wirkungsgrad über die Abgasrückführ-Rate (arbeitspunktabhängig)

Wirkung der Ladungsbewegungsklappe auf den Wirkungsgrad: Durch die Ladungsbewegungsklappe können die Strömungseigenschaften des in den Brennraum strömenden Gases beeinflusst werden, was unter anderem die Gemischaufbereitung unterstützt. Bei optimaler Gemischqualität ist der mittlere Abstand zwischen Luft- und Kraftstoffmolekülen minimal. Dadurch verbessert sich die Reaktionssicherheit des Gases. Die damit verbundene Verringerung der Brennverzugszeit und der Brenndauer führt zu einem im Sinne der Gemischqualität optimalen Wirkungsgrad. Die Verwendung der LBK erfolgt im Teillastbetrieb. Bei höheren Lasten ist die Klappe wegen des oben beschriebenen Drossel-effektes geöffnet. Wegen der teilweise gegensätzlichen Wirkung der LBK-Verstellung auf das Motormoment über den Frischluftpfad einerseits und den Wirkungsgrad andererseits wird diese Stelleinrichtung innerhalb der Motorsteuerung im Allgemeinen nur zur Einstellung der bestmöglichen Gemischqualität verwendet. Der Einsatz zur direkten Beeinflussung des Motormoments ist nur in einigen Sonderfällen (zum Beispiel im Schubbe-

trieb zur Erhöhung der Dämpfung) üblich. In vielen Motorkonzepten werden nur wenige diskrete LBK-Stellungen für bestimmte Arbeitspunktbereiche verwendet.

2.2.2 Wirkfaden bei der Erzeugung des Motormoments

Im folgenden Kapitel wird der Zusammenhang der oben beschriebenen Stellgrößen mit der Motorprozessstruktur erläutert. In Abbildung 2.8 sind die Stellgrößen und ihre Wirkfaden vereinfacht dargestellt. Das Steuerungsproblem für die Realisierung eines Motormoments lässt sich grob in die folgenden Stufen untergliedern:

- die Bereitstellung einer Gasmenge aus Frischluft und Abgas (Trockengas) vor dem Einlassventil
- die Einstellung einer Gasmenge aus Frischluft und Restgas im Zylinder
- die Realisierung einer bestimmten Gemischqualität (entsprechend Brennverfahren)
- die Entflammung und Brennverlauf

Im Folgenden werden die genannten vier Schritte für einen Motor mit Direkteinspritzung näher betrachtet.

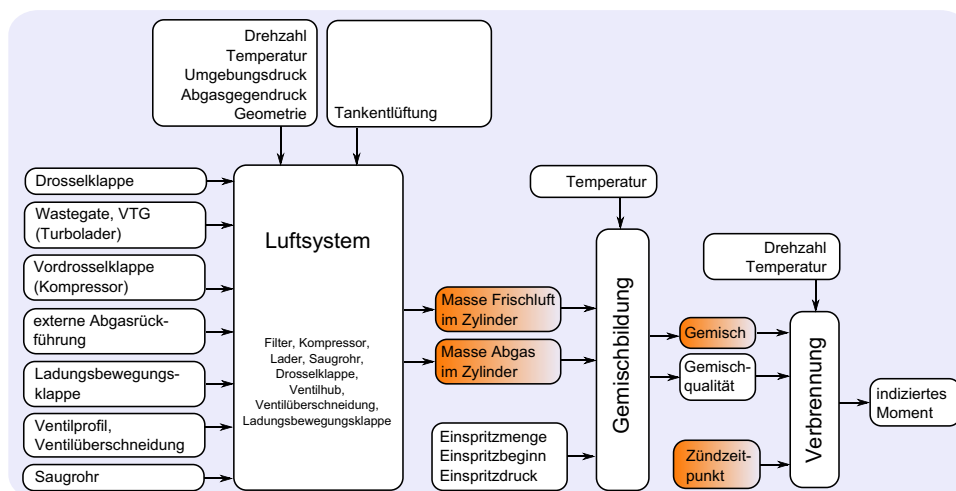


Abbildung 2.8: Wirkfaden bei der Momentenerzeugung

Steuerung von Gasdruck und -zusammensetzung vor dem Einlassventil: Das Gas vor dem Einlassventil setzt sich aus der über die Drosselklappe einströmenden Frischluft und gegebenenfalls aus einem über die externe AGR zugeführten Abgasanteil zusammen. Unter Umständen wird durch eine aktivierte Tankentlüftung zusätzlich eine geringe Menge an Kraftstoff in das Gemisch eingebracht. Die Gaspartialdrücke vor dem Einlassventil können im Wesentlichen durch folgende Größen gesteuert werden:

- durch Drosselklappenverstellung
- durch Ladedruckänderungen
- durch externe AGR

Der Frischluftstrom über die Drosselklappe hängt von der Differenz zwischen Umgebungsdruck (abzüglich der Druckverluste durch Luftfilter und Zuleitung) und dem Druck im Saugrohr ab. Der nötige Unterdruck im Saugrohr wird durch die Saugleistung des Motors in den Ansaugphasen erzeugt. Bei aufgeladenen Motoren kann der Druck vor der Drosselklappe mit Hilfe der oben beschriebenen Stelleinrichtungen (Wastegate, VTG, Vordrosselklappe) erhöht werden. Im Bild 2.9 sind die Einflussgrößen für die Steuerung der Gaszusammensetzung beziehungsweise des Gasmassenstroms vor dem Einlassventil bei einer gegebenen Saugleistung des Motors zusammengefasst. Die den Prozess beeinflussenden Randbedingungen sind die Drehzahl, die Motor- und Umgebungstemperatur, sowie der Umgebungsdruck. Ferner könnten der Gasdruck und die Gaszusammensetzung durch Wassereinspritzung⁴ oder Teileinspritzungen in das Saugrohr zur Verbesserung der Gemischqualität gestört werden. Solche Maßnahmen müssten bei einer Regelung für den Gaszustand vor dem Einlassventil berücksichtigt werden. Die mittleren Partialdrücke der einzelnen Gasanteile vor dem Einlassventil sind Zustandsgrößen, die für die Steuerung beziehungsweise Regelung des Motormoments verwendet werden können.

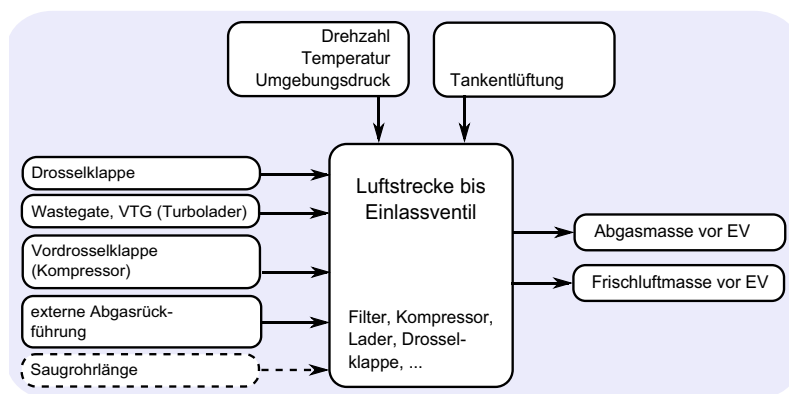


Abbildung 2.9: Steuerung der Gaszusammensetzung vor dem Einlassventil

Einstellung einer Gasmenge (Trockengas) im Zylinder: Für die Steuerung des Motormoments sind die Menge und die Zusammensetzung der in den Zylinder für die Verbrennung eingebrachten Gasmischung aus Frischluft und Abgas (Trockengas) von entscheidender Wichtigkeit, da damit die während der Verbrennung bestenfalls umsetzbare Energiemenge festgelegt wird. Bei einer auf das maximale Moment orientierten Einspritzmenge und optimalem Brennverlauf wird dadurch das maximale Moment dargestellt. Die Frischluftmasse ist proportional der Momentengenerierung [232]. Die während der Ansaugphase in den Zylinder gelangende Trockengasmenge hängt von folgenden für die Steuerung einsetzbaren Faktoren ab:

- von der Druckdifferenz über dem Einlassventil
- vom Ventilöffnungsprofil des Einlassventils (Öffnungszeit, Hub)
- von der Stellung der Ladungsbewegungsklappe
- von der Überschneidung des Ein- und Auslassventils (innere AGR)

⁴Wassereinspritzung führt zu einer Senkung der Spitzentemperaturen während der Verbrennung, was positive Auswirkungen auf die Stickoxidemission und die Rußbildung bewirkt. Bei Wassermengen zwischen 25 und 40% können die Schadstoffemissionen halbiert werden [187].

Die Druckdifferenz über dem Einlassventil lässt sich entsprechend der Betrachtungen im vorhergehenden Abschnitt nur durch die Steuerung der Gaspartialdrücke vor dem Ventil einstellen. Die Steuerung dieser Zustandsgrößen ist (wie oben diskutiert) mit einer begrenzten, vorrangig durch die Drosselklappe und das Saugrohr bestimmten Dynamik möglich. Das Ventilöffnungsprofil des Einlassventils ist für Konzepte mit vollvariabler Ventilsteuerung nahezu beliebig wählbar. Mit einer entsprechenden Stellgeschwindigkeit lassen sich die Gaspartialdrücke im Zylinder innerhalb eines Arbeitsspiels variieren. Bei den meisten Motorkonzepten ist das Profil festgelegt. Über Nockenwellenverstellungen sind lediglich der Ventilhub und das Zeitfenster für die Öffnung einstellbar.

Mit Hilfe der Stellung der Ladungsbewegungsklappe kann die in den Zylinder strömende Gasmenge in der im Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Form beeinflusst werden. Da die Ladungsbewegungsklappe zumindest stationär für die Steuerung des Brennverfahrens (Gemischqualität) verwendet werden muss, steht diese Stelleinrichtung nicht für die Steuerung des Frischluftpartialdruckes im Zylinder zur Verfügung. Bei der Steuerung müssen die resultierenden Nachteile in der Dynamik in Kauf genommen werden.

Bei Ventilüberschneidung strömt im Ansaugtakt neben dem Frischgas auch Abgas in den Zylinder (innere Abgasrückführung). Der Unterdruck im Zylinder wird wesentlich schneller abgebaut, so dass im Mittel ein geringerer Druckunterschied als treibende „Kraft“ für den Zustrom von Frischluft in den Zylinder wirksam ist. Dieser Effekt hat zwei wesentliche Folgen: Erstens kommt es durch die Ventilüberschneidung zu einem erhöhten Abgasanteil im Zylinder. Die Frischluftmenge ist entsprechend geringer. Zweitens entsteht durch das Ansaugen von Abgas eine Rückwirkung auf das Saugrohr, da bei veränderter Überschneidung entsprechend weniger Gas aus dem Saugrohr in den Zylinder strömt. Damit wird das Strömungsgleichgewicht des Saugrohrs gestört. Ein im Mittel konstanter Druck vor dem Einlassventil stellt sich durch das Gleichgewicht von zuströmendem und abfließendem Gas ein. Durch das überschneidungsbedingte, veränderte Druckverhältnis zwischen Saugrohr und Zylinder wird dieses Gleichgewicht gestört und der Druck vor dem Einlassventil steigt an. Ist der Druck im Saugrohr kleiner als der Abgasdruck (negatives Spülgefälle [84]), könnte bei großer Überschneidung der Druck im Zylinder phasenweise größer sein als im Saugrohr und so Abgas in das Saugrohr zurückströmen. Damit würde neben dem Druck auch die Gaszusammensetzung vor dem Einlassventil beeinflusst werden.

Im Bild 2.10 sind neben den verwendbaren Größen für die Steuerung des Trockengases auch die den Prozess beeinflussenden Randbedingungen angegeben. Durch die Drehzahl wird

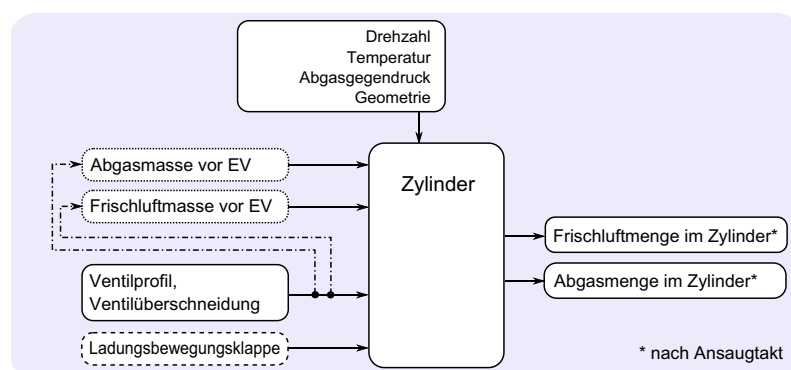


Abbildung 2.10: Steuerung der Gaszusammensetzung im Zylinder

die effektive Ventilöffnungszeit beeinflusst. Damit hängt die bei einem gegebenen Saugrohrdruck über das Einlassventil in den Zylinder strömende Gasmenge von der Drehzahl ab. Je größer die Drehzahl, desto kleiner sind die Ventilöffnungszeiten. Die aus Drehzahl-schwankungen resultierenden Änderungen der Frischluftfüllung sind die Ursache dafür, dass der ottomotorische Prozess hinsichtlich der sich einstellenden Drehzahl im regelungs-technischen Sinne stabil ist. Eine Änderung des ebenfalls in Abbildung 2.10 angegebenen Abgasgedrucks hat Einfluss auf die oben beschriebene interne AGR und muss bei der Steuerung der Trockengasfüllung berücksichtigt werden.

Steuerung des Gesamtgemisches: Das Gesamtgemisch wird bestimmt durch die Menge und Zusammensetzung des Trockengases im Zylinder und durch die eingespritzte Kraftstoffmenge. Die Gemischqualität beschreibt den Verdampfungs- beziehungsweise Durchmischungsgrad. Die Trockengasmenge und der darin enthaltene Frischluftanteil sind die Basis für die Steuerung des Gesamtgemisches. Im Folgenden wird von homogenen Gemischen ausgegangen. Die Kraftstoffmenge und die Gemischqualität können durch verschiedene Stalleinrichtungen gesteuert beziehungsweise beeinflusst werden. Dazu gehören

- die Einspritzzeit (Kraftstoffmenge),
- der Raildruck (Kraftstoffmenge und Gemischqualität),
- der Einspritzbeginn (Gemischqualität),
- die Ladungsbewegungsklappe (Gemischqualität) und
- das Öffnungsprofil der Ein- und Auslassventile (Gemischqualität).

Die einzubringende Kraftstoffmenge richtet sich nach dem für die Verbrennung gewünschten Lambda. Sie wird ausgehend von der im Zylinder vorhandenen Frischluftmasse berechnet und über die Steuerzeiten der Einspritzdüsen realisiert. Zur Sicherstellung der Katalysatorfunktion wird in Ottomotoren normalerweise ein stationärer Lambdawert von Eins eingestellt. Das wird durch messtechnische Erfassung des Lambdawertes und einen speziellen Lambdaregelkreis erreicht. Die Stellgröße in diesem Regelkreis ist die Kraftstoffmenge, die wie bereits beschrieben wesentlich schnellere Eingriffe erlaubt, als die Stellgrößen des Frischluftpfades. Für stöchiometrische Motorkonzepte kann das Einspritzsystem damit nicht für die stationäre Einstellung des Motormoments verwendet werden. Für kurze, dynamische Eingriffe einer Momentenregelung kann diese Stellgröße allerdings genutzt werden, wenn die Auswirkungen auf die Abgasqualität vertretbar sind. In Magerkonzepten ist der Spielraum für die Lambdaänderungen wesentlich größer als bei den stöchiometrischen Brennverfahren. Damit steigt die Bedeutung des Einspritzsystems als Stalleinrichtung für eine Momentenregelung. Bei homogenen Gasgemischen sollte der Kraftstoff vollständig verdampft sein und sich gleichmäßig im Zylinder verteilen. Der Raildruck und der Einspritzbeginn haben großen Einfluss auf die Zerstäubungsqualität des Einspritzvorgangs und damit auf die Gemischqualität. Ein hoher Raildruck führt zu hohen Einspritzgeschwindigkeiten und damit zu einer besseren Verdampfung des Kraftstoffes. Der Einspritzbeginn muss (wie schon beschrieben) so gewählt werden, dass der Kraftstoff möglichst vollständig verdampft, sich aber nicht an den Zylinderwänden oder am Kolben ablagern kann. Eine weitere Möglichkeit die Gemischqualität zu beeinflussen (insbesondere bei kleineren Drehzahlen) ergibt sich wie schon mehrfach erwähnt durch die Ladungsbewegungsklappe.

Auch die Öffnungsprofile der Ventile beeinflussen das Strömungsverhalten in der Ansaugphase und damit die Gemischqualität. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten führen allge-

mein zu einer besseren Gemischqualität (turbulente Strömung). Die genannten Stellgrößen für die Gemischqualität wirken auf den Wirkungsgrad und damit auch auf das Motormoment. Sie werden von der Motorsteuerung allerdings immer im Sinne einer bestmöglichen Gemischqualität gewählt. Damit entfällt die Nutzung für eine Momentenregelung. Im Bild 2.11 sind die Wirkpfade der Gesamtgemischbildung zusammengefasst.

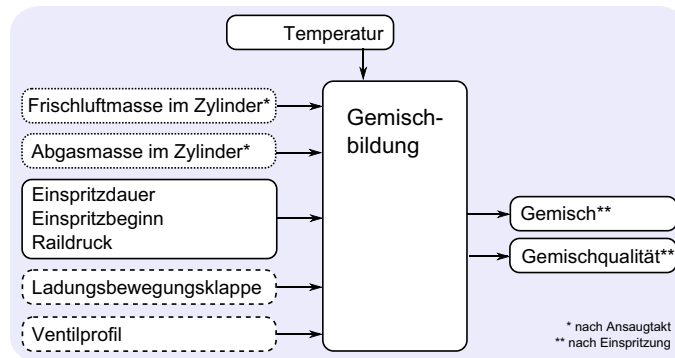


Abbildung 2.11: Gemischbildung im Zylinder

Steuerung der Entflammung und des Brennverlaufs: Die entscheidenden Steuergrößen für die Entflammung und den Brennverlauf sind

- der Zündzeitpunkt (Brennbeginn),
- der Abgasanteil im Zylinder (Brennverlauf) und
- die Gemischqualität (Brennverlauf).

Der bestmögliche Wirkungsgrad bei der Verbrennung wird erreicht, wenn der Brennverlauf dem idealen Gleichraumprozess möglichst nahe kommt. Eine wichtige Steuergröße für den Wirkungsgrad ist der Brennbeginn, der maßgeblich vom Zündzeitpunkt abhängt. Die Wirkung dieser Stellgröße auf den Wirkungsgrad wurde im Kapitel 2.2.1 beschrieben. Für die Momentenregelung ist der Zündzeitpunkt eine der wichtigsten Stellgrößen, über den sich schnelle Eingriffe realisieren lassen. Da der Abgasanteil und die Gemischqualität zu meist durch die Anforderungen aus der Brennverfahrensteuerung festgelegt sind, bleibt als nutzbare Stellgröße für den Wirkungsgrad und damit für das Motormoment nur der Zündzeitpunkt. Die Einflussgrößen sind im Bild 2.12 zusammengefasst.

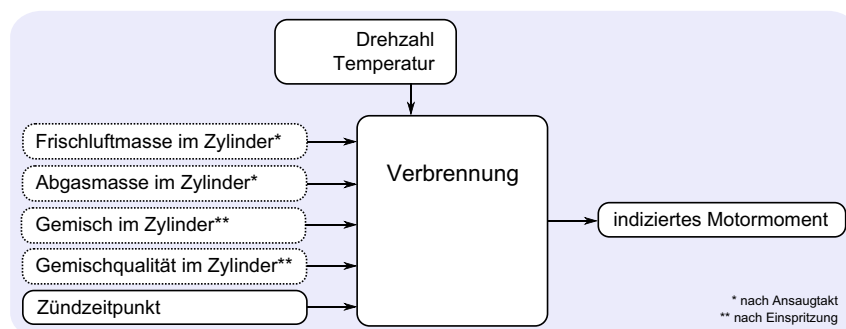


Abbildung 2.12: Brennbeginn und Energieumsetzung

2.2.3 Abhängigkeit der Abgasqualität von den Steuergrößen

Bei der Steuerung des Motormoments oder der Drehzahl des Verbrennungsmotors muss die Wirkung der eingesetzten Stellgrößen auf die Schadstoffemission beachtet werden. Bei vollständiger Verbrennung eines idealen Kraftstoffs an der Luft entstehen Kohlendioxid, Wasser und Stickstoff. Im realen Motor läuft die Verbrennung hingegen aus verschiedenen Gründen niemals vollständig ab. Außerdem sind die verschiedensten Stoffe am Verbrennungsprozess beteiligt (verschiedene Kohlenwasserstoffe, Luftkomponenten, Schwefel, Additive, Rußpartikel und weitere). Die Entstehung von Schadstoffen bei der Verbrennung lässt sich deshalb nicht vollständig vermeiden. Allerdings kann der Schadstoffausstoß mit Hilfe verschiedener konstruktiver Maßnahmen und durch eine geeignete Abgasnachbehandlung reduziert werden. Die letztlich verbleibende Menge an Schadstoffen hängt aber auch von verschiedenen, steuerbaren Faktoren ab. Dazu zählen beispielsweise die Gemischqualität, der Brenn- und der Temperaturverlauf. Eine wesentliche Aufgabe der Motorsteuerung besteht deshalb darin, die in den vorhergehenden Abschnitten erläuterten Stellgrößen so zu nutzen, dass ein möglichst minimaler Schadstoffausstoß erreicht wird. Die optimale Einstellung der Abgasqualität mit Hilfe der verschiedenen Stellgrößen konkurriert zum Teil mit den Steuerungszielen der Antriebsregelung. Daraus ergeben sich arbeitspunktabhängige Einschränkungen und Begrenzungen.

Nachfolgend werden die wichtigsten Schadstoffanteile und ihre Abhängigkeit von verschiedenen Einflüssen erläutert.

Kohlenstoffmonoxid CO : Kohlenstoffmonoxid ist ein farbloses, geruchloses und sehr giftiges Gas. Da es sich wesentlich besser an Hämoglobin bindet als Sauerstoff, führt es zur Erstickung [3]. Kohlenstoffmonoxid ist in erster Linie über das Luft-Kraftstoff-Verhältnis beeinflussbar. Ist λ kleiner Eins, also herrscht ein Luftmangel im Brennraum, ergeben sich hohe CO -Konzentrationen, da nicht genügend Sauerstoff vorhanden ist, um alle C -Moleküle vollständig zu CO_2 zu oxidieren [66]. Hingegen fällt die CO -Konzentration mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Das in diesem Bereich vorhandene Kohlenmonoxid kann auf örtliche Inhomogenitäten im Luft-Kraftstoff-Gemisch und auf Reaktionsvorgänge an den Wandgebieten zurückgeführt werden [215]. Der Verlauf des Kohlenstoffmonoxids über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist in Abbildung 2.13a dargestellt. Hingegen ist der Einfluss des Zündwinkels auf die CO -Emission verschwindend gering. Lediglich im sehr fetten Gemischbereich wird dieser größer [207].

Kohlenwasserstoffe HC : Die Kohlenwasserstoffe haben eine narkotische Wirkung. Teilweise sind sie geruchsbelästigend und schleimhautreizend [66, 193, 215]. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen in den Bereichen des Brennraumes, in die die Flamme nicht gelangt. Einen wesentlichen Einfluss auf die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe hat der so genannte Quensch-Effekt, bei dem die Flamme in der Nähe der Wand erlischt. Dies geschieht, wenn der Reaktionsmechanismus durch Wärmeableitung an die Wand und durch Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte, sogenannte Radikale, aufgrund von Reaktionen an der Zylinderwand zum Stillstand kommt [117, 169, 220, 238]. Kohlenwasserstoffe entstehen vermehrt, wenn man sich den Zündgrenzen nähert. Wird das Gemisch zu mager, dass eine schleppende Verbrennung oder gar keine Zündung erfolgt und damit keine Verbrennung stattfindet, kommt es zu erheblichen Kohlenwasserstoffemissionen [66, 100]. Frühe Zündzeitpunkte führen über den gesamten λ -Bereich zu höheren HC -Emissionen. Aufgrund der sinkenden Abgastemperaturen mit frühen Zündwinkeln

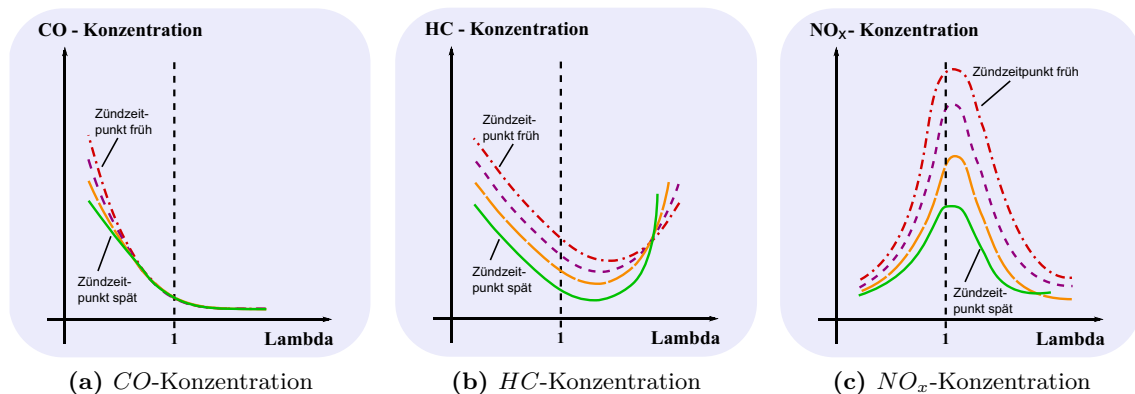


Abbildung 2.13: Schadstoffkonzentrationen [207, 215]

werden die Nachreaktionen im Abgasstrang verringert, die Kohlenwasserstoffemissionen steigen an [207, 215]. Bei fettem Gemisch nimmt die Konzentration unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas infolge des Luftmangels und damit unvollständiger Verbrennung zu [66]. Die Kohlenwasserstoffkonzentration über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist in Abbildung 2.13b dargestellt. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind aus Aromaten (zum Beispiel Benzol) sowie Alkenen (früher auch Olefine, zum Beispiel Propen, Ethen) und Alkanen (früher auch Paraffine, zum Beispiel Methan, Ethan, Propan) zusammengesetzt [215].

Stickoxide NO_x : Im Abgas sind im wesentlichen die Stickoxide NO , NO_2 und N_2O enthalten. Beim motorischen Betrieb ist NO zu etwa 90% an der gesamten NO_x -Bildung beteiligt [100]. NO ist ein farbloses Gas, das zu einer Veränderung der Lungenfunktion und zu Schleimhautreizungen führt [193, 215]. Die Stickoxide haben, wie in Abbildung 2.13c zu erkennen, ihr Maximum im leichten Luftüberschuss. Die Bildung dieser Stickoxide wird durch auftretende Spitzentemperaturen gefördert [100]. Als motorische Einflussgrößen für die Bildung der Stickoxide NO_x sind das Luft-Kraftstoff-Verhältnis, der Zündzeitpunkt und die Abgasrückführung zu nennen. Mit einer AGR-Rate von 20% lässt sich der Stickoxidausstoß um bis zu 80% reduzieren. Die Rückführung der Abgasmasse stellt somit eine effektive Methode zur Senkung der Stickoxidemission dar. Kritisch ist aber ein gleichzeitiges Anwachsen der Rußemission um das Zwei- bis Fünffache zu sehen [244]. Die NO_x -Konzentrationen sind weiterhin abhängig vom Verdichtungsverhältnis. Das Maximum der NO_x -Konzentration steigt mit zunehmender Verdichtung und verschiebt sich mit höheren Verdichtungsverhältnissen in Richtung größerer Luftüberschüsse. Die Ursache dafür ist in den höheren Temperaturen zu sehen [215]. Frühe Zündzeitpunkte führen nach [207] und [215] über den gesamten Lambda-Bereich zu höheren Stickoxidemissionen (siehe Abbildung 2.13c).

Feststoffe: Feststoffe in Form von Partikeln entstehen bei unvollständiger Verbrennung und bestehen, abhängig von Verbrennungsverfahren und Betriebsart, überwiegend aus einer Aneinanderkettung von Kohlenstoffteilchen (sogenannter Ruß), an denen sich Kohlenwasserstoffe, Kraftstoff- und Schmierölaerosole sowie Sulfate anlagern können [207, 238]. Feststoffe sind lungengängig und stellen daher eine Gefahr durch Anlagerung gesundheitsgefährdender Substanzen dar [13]. Die Rußemission ist vor allem ein Problem des Dieselmotors. Ottomotoren weisen bei stöchiometrischem Gemisch äußerst geringe Mengen auf. Lediglich bei Brennverfahren mit Schichtladung kann es lokal zu sehr fetten Zonen oder

zu Kraftstofftropfen und damit zur Rußbildung kommen. Daher ist beim Schichtbetrieb die Drehzahl die begrenzende Größe, da immer genügend Zeit zur Gemischaufbereitung vorhanden sein muss [207].

Aldehyde: Die teilweise sehr geruchsintensiven Aldehyde sind Kohlenwasserstoffe, die zusätzlich Sauerstoffatome angelagert haben. Diese Verbindungen entstehen insbesondere bei der Verbrennung von Kraftstoffen, die einen hohen Sauerstoffgehalt haben. Alkohole sind zum Beispiel Kraftstoffe dieser Art. Ein Vertreter dieser Schadstoffgruppe ist das Formaldehyd Methanal [215].

Bleiverbindungen: Die Emission von Blei wird ausschließlich durch im Kraftstoff enthaltene Bleiadditive hervorgerufen [215].

2.3 Zusammenfassung

Aus der im KAPITEL 2 durchgeführten Prozessanalyse lässt sich ableiten, dass bei Ottomotoren vier der betrachteten Zustandsgrößen sinnvoll für die Steuerung des Motormoments genutzt werden können. Die restlichen Stellgrößen werden vorrangig für die Steuerung des Brennverfahrens und zur Gewährleistung einer optimalen Gemisch- und Abgasqualität verwendet. Die für eine Momentenregelung geeigneten Zustandsgrößen sind

- die Frischluftmasse im Zylinder (stationär und dynamisch),
- die Abgasmasse im Zylinder (nur dynamisch),
- das Luft-Kraftstoff-Verhältnis (Lambda) (stationär und dynamisch) und
- der Zündzeitpunkt (stationär und dynamisch).

Diese Größen sind in Abbildung 2.8 auf Seite 22 hervorgehoben. Der Zündzeitpunkt und das Luft-Kraftstoff-Verhältnis unterliegen arbeitspunktabhängigen Beschränkungen. Weitere Beschränkungen ergeben sich bei Berücksichtigung der Schadstoffemission in der Steuerung.

Die im KAPITEL 2 herausgearbeiteten Erkenntnisse zum Prozessverhalten und die Wirkung der einzelnen Stellgrößen dienen nachfolgend als Grundlage für die Entwicklung einer Struktur für die Momenten- beziehungsweise Drehzahlregelung.

3 Steuerungskonzept

Wie im KAPITEL 2 beschrieben, lassen sich für Verbrennungsmotoren das Antriebsmoment, die Drehzahl, das Gemisch, die Effizienz, die Abgasqualität und andere Zielgrößen mit einer Reihe von Stelleinrichtungen steuern. Die richtige Wahl der Stellgrößen ist aufgrund des nichtlinearen Mehrgrößencharakters moderner Verbrennungsmotoren schwierig. Aktuelle Motorsteuerungen nutzen die Stelleinrichtungen, wie in der EINLEITUNG erläutert, zumeist nur wenig koordiniert.

Dieser Nachteil soll mit der im folgenden Kapitel abgeleiteten neuartigen Struktur für die Funktion der Momenten- und Drehzahlregelung aufgehoben werden.

3.1 Übersicht

Eine Übersicht über die entwickelte Reglerstruktur ist im Bild 3.1 dargestellt. Anhand dieser Abbildung wird nachfolgend zunächst die prinzipielle Funktion des Ansatzes erläutert. Danach werden die einzelnen Komponenten der Steuerung in Teilkapiteln genauer beschrieben.

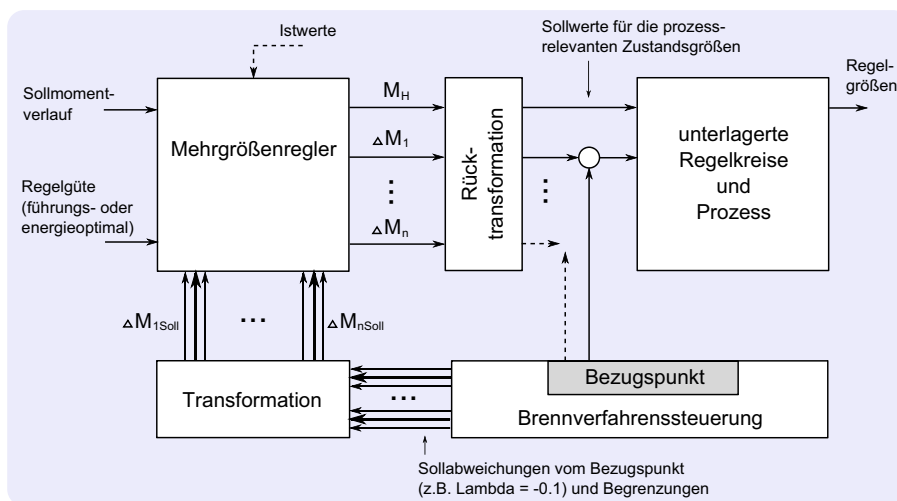


Abbildung 3.1: Mehrgrößenregelungsstruktur - Übersicht

Die Grundidee des Ansatzes besteht darin, dass der im Bild dargestellte Mehrgrößenregler für Motormoment und Drehzahl nicht die aktuatorbezogenen Stellgrößen direkt verwendet (zum Beispiel die Drosselklappenstellung), sondern zunächst virtuelle Ersatzstellgrößen generiert (im Bild als M beziehungsweise ΔM_i bezeichnet). Diese Ersatzstellgrößen werden in einem zweiten Schritt in äquivalente Sollwerte für die im KAPITEL 2 abgeleiteten prozessrelevanten Zustandsgrößen Frischluftmasse, Abgasmasse, Einspritzmenge

(beziehungsweise λ) und Zündzeitpunkt transformiert. Die so erzeugten Sollwerte werden dann durch unterlagerte Regelkreise eingestellt.

Ein wesentlicher Effekt dieses Ansatzes besteht darin, dass durch die unterlagerten Regelkreise und die Transformationen eine Linearisierung des Prozessverhaltens erreicht wird. Die Transformationsfunktionen (beziehungsweise die der inversen Transformationen) müssen möglichst eindeutig und weitgehend den bekannten Zusammenhang zwischen den virtuellen Stellgrößen des Momentenreglers und den im Bild 3.1 als prozessrelevante Zustandsgrößen bezeichneten Größen beschreiben. Eine geeignete physikalische Einheit für die virtuellen Ersatzstellgrößen ist die Einheit für das Drehmoment, da die Wirkung der genannten Zustandsgrößen auf das Motormoment ausgiebig erforscht ist und messtechnisch sehr gut erfasst werden kann. So kann beispielsweise eine Verstellung des Zündzeitpunktes vom Optimalwert in Richtung spät entsprechend der Darstellung im Bild 2.5 (KAPITEL 2) sehr genau in eine Änderung des inneren Motormoments umgerechnet werden. Ähnlich einfache Zusammenhänge lassen sich für die anderen drei Zustandsgrößen finden.

Eine weitere Vereinfachung der funktionalen Zusammenhänge zwischen Motormoment und den vier betrachteten Zustandsgrößen ergibt sich dadurch, dass für drei der Zustandsgrößen nicht die Absolutwerte, sondern nur Abweichungen von einem festen Bezugspunkt verwendet werden. (Ein geeigneter Bezugspunkt ist zum Beispiel der optimale Zündwinkel, λ gleich Eins und ein Restgasanteil von Null.) Für den Bezugspunkt sind die äquivalenten Deltamomente (in Abbildung 3.1 mit ΔM_i bezeichnet) für die drei Deltagrößen gleich Null. Die Zustandsgröße mit dem größten Stellbereich wird in Abbildung 3.1 Hauptstellgröße genannt.

Eine Besonderheit der Struktur besteht darin, dass die Deltamomente in Bild 3.1 gleichzeitig Stell- und Regelgrößen sind. Dadurch können für diese Stellgrößen Sollwerte vorgegeben werden, die vom Bezugspunkt abweichen (zum Beispiel durch die Brennverfahrenssteuerung). Die Ausgänge des Mehrgrößenreglers werden auf die geforderten Sollwerte eingestellt und dort zum Beispiel bei stationärer Vorgabe gehalten. Dynamisch kann der Regler allerdings alle Stellgrößen zum Beispiel für die Momenten- oder Drehzahlregelung einsetzen. Inwieweit diese Nutzung und damit Abweichungen von den Sollwerten der Deltamomente zugelassen werden, wird bei der Parametrierung des Mehrgrößenreglers festgelegt. (In der späteren Realisierung des Reglers wird dies sehr einfach über Wichtungsparameter realisiert.) Stationär kann allein die Hauptstellgröße vom Regler frei gewählt werden.

Die vom Bezugspunkt abweichenden Sollwerte aus der Brennverfahrenssteuerung müssen vor der Aufschaltung auf den Mehrgrößenregler in äquivalente Deltamomente transformiert werden. Das wird durch die entsprechende Transformationsfunktion im Bild 3.1 unten erreicht. Wichtig ist, dass sich die Wirkung der Transformationsfunktionen T_F und die der inversen Funktion T_F^{-1} bei aufeinander folgender Anwendung exakt aufheben.

Neben den Sollwerten wird durch die Brennverfahrensfunktion gleichzeitig der Stellbereich (Minimum, Maximum) für jede Größe vorgegeben und nach der Transformation an die Reglerfunktion weitergeleitet. In der Mehrgrößenregelung lassen sich so die für das gegebene Brennverfahren und den Betriebspunkt wichtigen Stellgrenzen berücksichtigen. Ein Sonderfall ist dadurch gegeben, dass die obere und untere Schranke mit dem Sollwert für ein Deltamoment zusammenfallen. In diesem Fall würde der Mehrgrößenregler einen Stellfreiheitsgrad verlieren. Wegen der Eigenschaft der Reglerstruktur, dass die Deltastellgrößen gleichzeitig Regelgrößen sind, würde der entsprechende Sollwert direkt an die

inverse Transformationsfunktion übergeben und von der unterlagerten Regelung in der gewünschten Weise eingestellt werden.

Die Funktion der hier im Überblick dargestellten Steuerungsstruktur wird in den folgenden Unterkapiteln ausgehend von den im KAPITEL 2 beschriebenen aktuatorbezogenen Stellgrößen detaillierter erläutert. Im Abschnitt 3.4 werden Möglichkeiten der Erweiterung der Struktur zum Beispiel für den Einsatz in Hybridfahrzeugen oder hinsichtlich bestimmter Sonderfälle (zum Beispiel Schubabschalten) diskutiert.

3.2 Entwicklung der Steuerungsstruktur

Wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert, werden von der überlagerten Mehrgrößenregelung Sollwerte generiert, die über Transformationsfunktionen in entsprechende Sollwerte für die Frischluft- und Abgasmasse, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und den Zündwinkel umgerechnet werden. Diese Sollwerte werden in unterlagerten Regelkreisen mit Hilfe der aktuatorbezogenen Stellgrößen eingestellt. Nachfolgend werden die Struktur und Funktion dieser Regelkreise erläutert. Im Abschnitt 3.2.3 wird die Integration der unterlagerten Regelkreise in die Gesamtstruktur diskutiert.

3.2.1 Unterlagerte Steuerungen

Unterlagerte Steuerung für den Frischluft- und Restgasanteil

Die Frischluftfüllung und der Restgasanteil können, wie im KAPITEL 2 beschrieben, durch Drosselklappenverstellung, Wastegate- beziehungsweise Vordrosselklappenverstellung, das Ventilprofil (beziehungsweise den Ventilhub), die Ventilüberschneidung (innere AGR), die Ladungsbewegungsklappe und die externe AGR gesteuert werden. Die unterlagerte Steuerungsstruktur für die Frischluftmasse und den Restgasanteil ist im Bild 3.2 dargestellt. Aus Vereinfachungsgründen wird die externe AGR nur angedeutet, da der Einsatz einer solchen Einrichtung zur Steuerung des Motormoments wegen der nicht ausreichenden Dynamik nicht sinnvoll ist. Die Eingänge des in der Darstellung mit der Ziffer I bezeichneten Blocks sind die Zustandsgrößen, aus denen sich innerhalb der nächsten Ansaugphase eine bestimmte Frischluft- beziehungsweise Abgasmasse ergibt. Die Zusammenhänge zwischen diesen Zustandsgrößen und den aktuatorbezogenen Stellgrößen sind ebenfalls im KAPITEL 2 erläutert.

Die Ventilüberschneidung, aus der sich eine bestimmte Abgasmenge im Zylinder durch innere AGR im Zylinder ergibt, wird zumeist durch eine geregelte Nockenwellenverstellung erreicht. Der Frischluftpartialdruck vor dem Einlassventil wird durch die Drosselklappenstellung und die Stellgrößen für den Ladedruck gesteuert. Bei der Regelung dieser Zustandsgröße macht sich eine Koordinierung der verschiedenen Stellgrößen erforderlich. Wie ebenfalls im KAPITEL 2 beschrieben, gibt es sowohl durch die Ventilüberschneidung, als auch durch die Stellung der Ladungsbewegungsklappe Querkopplungen auf den Frischluftpartialdruck vor dem Einlassventil (in der Darstellung gestrichelt gezeichnet). Diese Einflüsse müssen bei der Regelung berücksichtigt werden. Die Stellung der Ladungsbewegungsklappe wird wie die Ventilüberschneidung durch eine unterlagerte Positionsregelung realisiert. Das Gleiche gilt für einen vollvariablen Ventilhub. Häufig sind für den Ventilhub

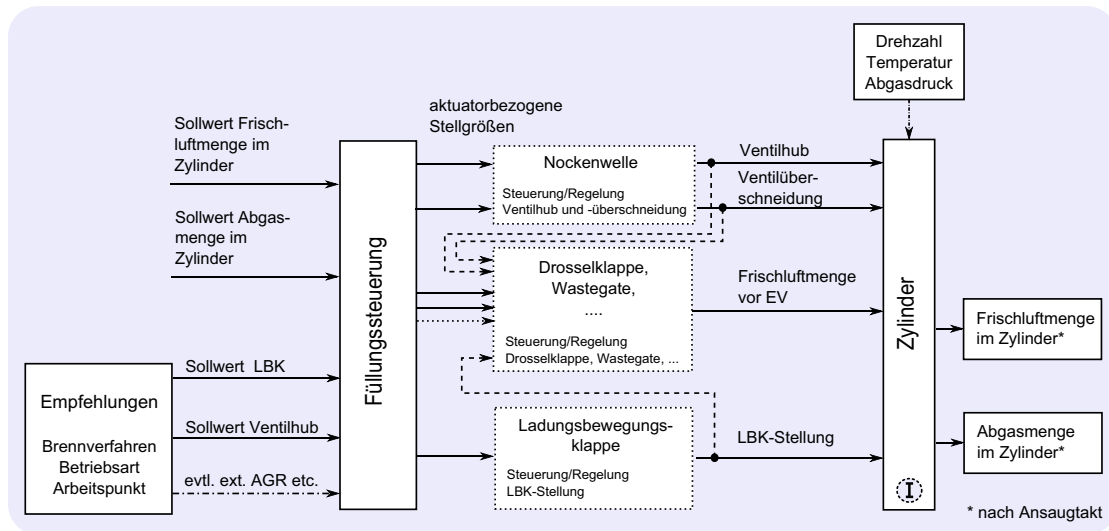


Abbildung 3.2: Unterlagerte Steuerung für den Frischluft- und Abgasanteil im Zylinder

nur diskrete Stellungen einstellbar. Die Sollwerte für die aktuatorbezogenen Stellglieder werden von dem im Bild 3.2 als Füllungssteuerung bezeichneten Block generiert. Diese komplexe Steuerung beziehungsweise Regelung enthält im Allgemeinen ein umfassendes Prozessmodell und setzt die geforderten Sollwerte für die Frischluftmenge und den Abgasanteil im Zylinder unter Beachtung der Vorgaben der Brennverfahrenssteuerung um. Solche Steuerungsstrukturen für die Füllung sind auch in gegenwärtig eingesetzten Motorsteuerungen verfügbar. Ein neuer Steuerungsansatz wird in [21] auf der Basis von [108] beschrieben. Bei diesem vollständig modellbasierten Ansatz wird durch einen nichtlinearen Regler ein vorgegebenes Verhalten des Füllungssystems erzwungen. Für das gewünschte Verhalten können zum Beispiel einfache lineare Referenzmodelle vorgegeben werden.

Im Folgenden werden Anforderungen und prozessbedingte Probleme bei der Steuerung der Frischluft- beziehungsweise der Abgasmasse diskutiert. Zunächst sei angenommen, dass die Sollfüllung ohne Abgasanteil ($AGR = 0\%$) durch die unterlagerte Steuerung realisiert werden soll. Das Steuerungsverhalten der Füllungsregelung für einen Motor mit Aufladung (AGR -Sollwert sei zunächst Null) lässt sich anhand der im Bild 3.3 gestrichelt dargestellten drei sprungförmigen Sollwertänderungen erläutern. Die durchgezogene Linie in der Darstellung ist ein typischer Verlauf der Regelgröße (Frischlufthanteil). In dem mit I gekennzeichneten Bereich der Darstellung wurde eine sprungförmige Sollwertänderung für den Frischluftanteil vorgegeben. Die Regelgröße wird, wie im Bild sichtbar, mit einer für den Frischluftpfad typischen Dynamik eingestellt. Die Steuerung kann im Bereich I bei ausreichend großem Ladedruck ausschließlich durch die Drosselklappe erfolgen. Im Bereich II wird der Sollwert sprungartig erhöht. Die Einregelung erfolgt wiederum durch die

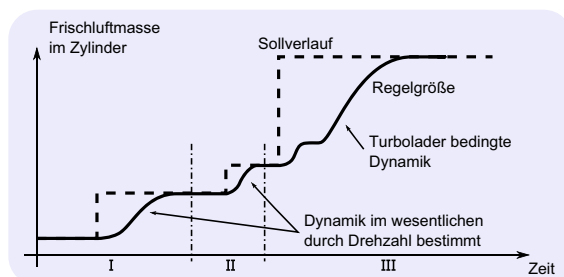


Abbildung 3.3: Dynamik des Frischluftpfades

Drosselklappe. In der Darstellung ist ersichtlich, dass die Regelgröße im Bereich II wesentlich schneller einschwingt als im Bereich I (bei vergleichbarem Dämpfungsgrad). Die Ursache dafür liegt in der Drehzahlabhängigkeit der Saugrohrdynamik. Eine höhere Drehzahl führt zu einer höheren Saugleistung. In der überlagerten Momentenregelung muss diese Arbeitspunktabhängigkeit der unterlagerten Füllungsregelung berücksichtigt werden. Eine Vereinfachung würde sich bei Anwendung der oben erwähnten Referenzmodellmethode nach [21] ergeben. Damit könnte die Arbeitspunktabhängigkeit des Füllungsreglerverhaltens durch eine entsprechende Modellvorgabe kompensiert werden. Das durch die Bereiche I und II repräsentierte Verhalten der Füllungssteuerung gilt in der diskutierten Form auch für Motoren ohne Aufladung. Im Bereich III der Abbildung 3.3 erfolgt wiederum eine sprungförmige Sollgrößenänderung. Die Änderung sei hier aber wesentlich größer angenommen, als in den Bereichen I und II (zum Beispiel Vollastforderung). Das besondere Problem im Bereich III liegt darin, dass der Ladedruck hier nicht mehr ausreicht, um die geforderte Frischluftmasse mit Hilfe der Drosselklappe einzustellen. Der Sollwert wäre hier selbst bei vollständig geöffneter Drosselklappe nicht erreichbar. Dieses Problem lässt sich beheben, indem der Ladedruck auf einen ausreichenden Wert angehoben wird. Das passiert durch Verstellung des Wastegates. Wie im KAPITEL 2 beschrieben, ist die Dynamik der Ladedruckregelung aufgrund der Trägheit der Turbine und der Verzögerung im Pumpvorgang gegenüber der Saugrohrdynamik gering. Deshalb führen Wastegateverstellung und der daraus resultierende Ladedruck erst nach einer gewissen Zeit zu Änderungen in der Zylinderfüllung. Die erforderliche Leistung für den Ladevorgang wird mit Hilfe der Abgasturbine direkt dem Motorprozess entzogen. Dadurch bedingte Erhöhungen des Abgasgedrucks machen sich als Rückwirkung im Kupplungsmoment des Motors und in der Drehzahl bemerkbar („Turboloch“). Durch die erforderliche Ladedruckanpassung im Bereich III ergibt sich der hier dargestellte Signalverlauf für die Frischluftfüllung. Die mit der Ladedruckanpassung verbundene Strukturänderung des Füllungsregelkreises muss von der Momentenregelung durch eine entsprechende Robustheit toleriert oder speziell berücksichtigt werden.

Die Verkopplung der Steuerung von Frischluftmasse und Abgasanteil im Zylinder ist im Bild 3.2 dargestellt. Der prinzipielle Zusammenhang ist bereits im KAPITEL 2 skizziert. Da für die aktive Beeinflussung des Motormomentes nur der Pfad der inneren Abgasrückführung in Frage kommt (durch Ventilüberschneidung), beziehen sich die folgenden Erläuterungen ausschließlich darauf. Eine sprungförmige Änderung der Ventilüberschneidung würde zu einer sofortigen Änderung der Abgasmenge und bei gleich bleibendem Saugrohrdruck zu einer entsprechenden Änderung der Frischluftmenge im Zylinder führen. Die Füllungssteuerung müsste diesen Verlust an Frischluftmasse durch Erhöhung des Saugrohrdruckes ausgleichen, wenn sich das vom Motor abgegebene Moment durch den AGR-Eingriff nicht ändern soll. Das Verhalten der beiden Steuerungspfade ist im Bild 3.4 skizziert. In Abbildung 3.4a wird die Ventilüberschneidung nach einer Sollwertänderung für den Abgasanteil entsprechend eingestellt. Damit steigt die Abgasmenge im Zylinder und der Frischluftanteil sinkt zunächst ab. Dieser Einbruch wird durch die Frischluftregelung durch Anheben des Saugrohrdruckes wieder ausgeglichen. Im Bild 3.4b sind die Wirkungen von Sollwertänderungen für die Frischluft- und Abgasmasse mit den jeweiligen Querkopplungen dargestellt. Die Pfade beinhalten die unterlagerten Regelungen. Wegen der linearisierenden Wirkung der unterlagerten Regelungen kann das Verhalten der Pfade mit guter Genauigkeit durch lineare Modelle beschrieben werden. Wenn die Dynamik des Abgaspfades wesentlich höher ist als die des Frischluftpfades, gelingt es, die Auswir-

kung von Solländerungen für die Frischluft auf den Abgasanteil gering zu halten. Die entsprechende Übertragungsfunktion des Modells (G_{21}) in der Abbildung kann dann vernachlässigt werden. Die Übertragungsfunktionen lassen sich leicht durch experimentelle Modellbildung gewinnen. Das beschriebene Verhalten wurde durch Messungen am realen Motor bestätigt (Bild 3.4c). In der Darstellung wurden zwei Sollwertsprünge generiert (dargestellt ist hier die Ventilüberschneidung) und der sich daraus ergebende Luftmassenverlauf aufgezeichnet (Steuergerätegröße).

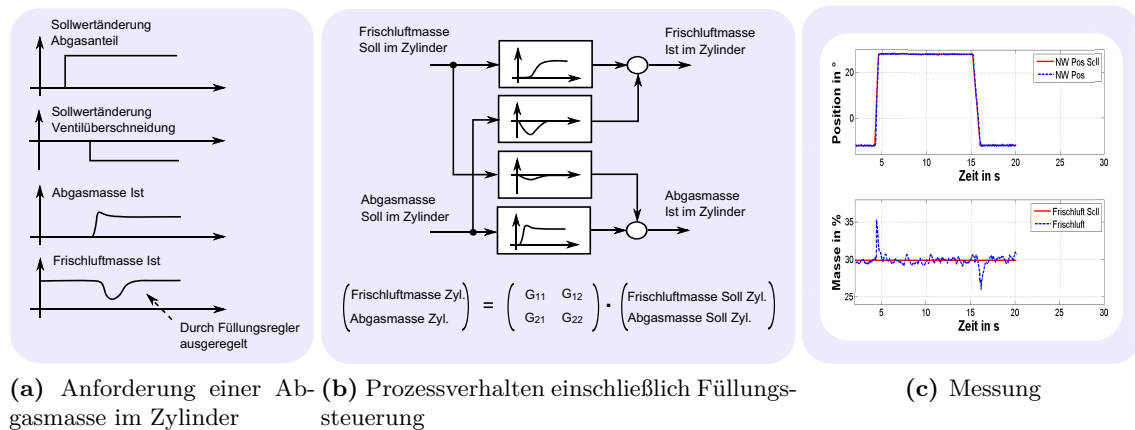


Abbildung 3.4: Verhalten und Zusammenhang zwischen Füllungs- und Abgaspfad

Unterlagerte Steuerung für den Kraftstoffpfad

Für die Momentenregelung wird hier zunächst von einem stöchiometrischen Gemisch ausgegangen ($\lambda = 1$). Der Sollwert für λ wird von der λ -Regelung [207, 216, 238] mit Hilfe der Einspritzmenge eingestellt. Die Dynamik des unterlagerten λ -Regelkreises wird bei direkteinspritzenden Motoren hauptsächlich durch die Verzögerung im Abgasstrang einschließlich der Messwerverfassung (λ -Sonde) bestimmt. Durch Vorsteuerung lassen sich allerdings sehr schnelle Änderungen in der Gemischzusammensetzung und damit des Motormomentes realisieren. In [46] und [78] sind Regelungen beschrieben, die das Gemischverhältnis als Stellgröße zur Regelung eines Ottomotors nutzen, obwohl dies hinsichtlich der Emissionsanforderungen nach einem stöchiometrischen Gemisch ungewöhnlich ist. Eine Verstellung von $\lambda = 1$ auf einen geringeren Wert (Anfettung) führt dabei zu einer Erhöhung des Moments, ein mageres Gemisch zu einer Absenkung. Die Änderung von λ wirkt sich auch auf den optimalen Zündzeitpunkt aus [206]. Diese Verkopplung muss in der Steuerung berücksichtigt werden.

Unterlagerte Steuerung für den Zündpfad

Der Zündzeitpunkt bestimmt maßgeblich den Brennbeginn und damit den Wirkungsgrad des Motors. Im Gegensatz zur Einstellung einer Trockengasmasse und eines Luft-Kraftstoff-Verhältnisses erfolgt die Realisierung des Sollwertes für den Zündzeitpunkt rein gesteuert [207, 245]. Der optimale Zündzeitpunkt hängt von den aktuellen Betriebsbedingungen, insbesondere von der Drehzahl und der Masse und Zusammensetzung des Gases

im Zylinder ab. Dieser optimale Wert führt zum bestmöglichen Wirkungsgrad und damit zum maximalen Moment des Motors. Da der Zündzeitpunkt (bezogen auf den Kurbelwinkel) in der Steuerung immer für den nächsten Arbeitstakt berechnet wird, ergibt sich im Falle eines Drehzahlabfalls eine leicht frühere und bei Drehzahlanstieg eine leicht spätere Zündung. Dieser Effekt trägt zur Stabilisierung des Motorlaufs bei. Der optimale Zündwinkel kann nicht immer realisiert werden. Durch frühes Zünden können insbesondere bei Motoren mit hoher Verdichtung oder Aufladung Selbstzündungsprozesse ausgelöst werden (Motorklopfen [194, 207]). Dieses Motorklopfen kann zur Schädigung des Motors führen. Der frühestmögliche Zündzeitpunkt wird durch den Abstand zur Klopfgrenze festgelegt. Auch andere Gründe, wie zum Beispiel die Vermeidung von Druckspitzen während der Verbrennung können zu einer Begrenzung des Zündzeitpunktes in Richtung Frühverstellung führen. Durch die erzwungene Spätverstellung bedingte Wirkungsgradeinbußen lassen sich in einem Wirkungsgradmodell (siehe KAPITEL 2, Abbildung 2.5) ermitteln. Ein zentrales Element dieses Wirkungsgradmodells ist eine Kennlinie, die den Zusammenhang von Zündzeitpunkt und Wirkungsgradeinbuße gegenüber dem Optimum beschreibt. Diese Kennlinie wird motorspezifisch durch Prüfstandsmessungen und verschiedene Verfahren des *Design of Experiments* (DoE) [55, 208] ermittelt [12]. Aufgrund der winkelbezogenen Darstellung kann die Abhängigkeit von der Drehzahl vernachlässigt werden.

In Abbildung 3.5 ist die Steuerungsstruktur des unterlagerten Zündpfades dargestellt. Aus den aktuellen Betriebsbedingungen, insbesondere aus Drehzahl und Gasfüllung wird in der Steuerung zunächst der optimale Zündwinkel ermittelt. Dieser optimale Zündwinkel wird, wie beschrieben, gegebenenfalls durch die Vorgaben der Klopfgrenzberechnung begrenzt. Aus Sicherheitsgründen wird der Motorprozess hinsichtlich klopfender Verbrennung überwacht und die Klopfgrenze bei Bedarf dynamisch verschoben (Klopffregelung [153, 205]). Durch die Klopffregelung kann es zu einer weiteren Wirkungsgradeinbuße gegenüber dem Optimum kommen. Aus dem im Sinne des Wirkungsgrades bestmöglichen Zündwinkel ergibt sich das für die aktuellen Betriebsbedingungen maximale Moment des Motors. In einer Momentenregelung kann dieses Moment dann entsprechend der Wirkungsgradkennlinie abgesenkt werden. Die Begrenzung in Richtung Spätverstellung ist hier durch die Brenngrenze gegeben, bei der die Entflammung des Gemisches nicht mehr sichergestellt werden kann. Die Spätverstellung wird zum Beispiel auch verwendet, um den Katalysator schnellstmöglich aufzuheizen.

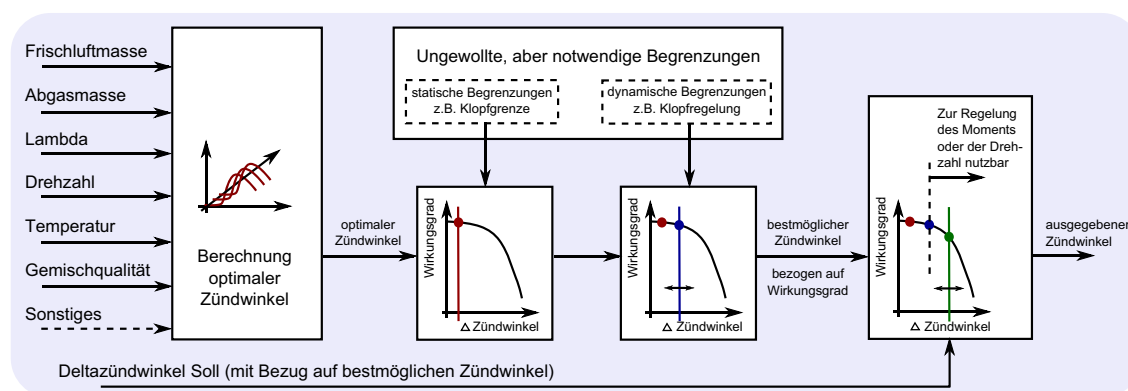


Abbildung 3.5: Zündwinkelpfad

Zusammenfassung der Stellpfade

Wie in KAPITEL 2 begründet, können in modernen Ottomotoren die beschriebenen vier Stellpfade sinnvoll für die Steuerung des Motormoments eingesetzt werden. Die Stellpfade für das Antriebsmoment, einschließlich der unterlagerten Regelkreise sind im Bild 3.6 zusammenfassend dargestellt. Die Verkopplung von Abgasmasse und Frischluftmasse muss bei der Modellierung für die Auslegung der überlagerten Momentenregelung berücksichtigt werden. Eine Änderung von Lambda wirkt sich, wie beschrieben, auch auf den optimalen Zündzeitpunkt aus. Diese Verkopplung muss in der Steuerung ebenfalls berücksichtigt werden. Die Änderung des Zündzeitpunktes wirkt sich vernachlässigbar gering auf die anderen Stellpfade aus.

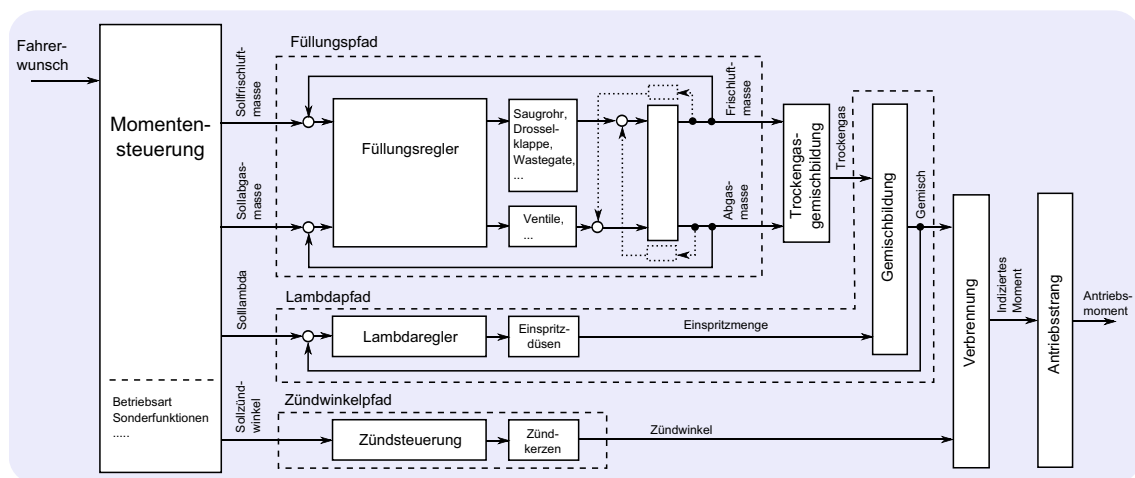


Abbildung 3.6: Die Sicht der überlagerten Momentensteuerung

Hinsichtlich der Dynamik können über den Zündpfad und bei direkteinspritzenden Motoren über den Lambdapfad die schnellsten Momenteneingriffe realisiert werden. Etwas langsamer sind die Eingriffe über Änderungen der Abgasmasse (abhängig von der Geschwindigkeit der Ventilverstellung). Der Frischluftpfad besitzt die geringste Dynamik. Für den Zündpfad, den Lambdapfad und den Pfad über die Abgasmasse gelten mehr oder weniger starke Stellbegrenzungen. Über den Abgaszweig lassen sich, wie beschrieben, außerdem nur dynamische Eingriffe realisieren. Die Aufgabe des in Abbildung 3.6 mit Momentensteuerung bezeichneten Steuerungsblockes besteht darin, einen zum Beispiel aus dem Fahrerwunsch generierten Sollwertverlauf für das Motormoment mit Hilfe der vier Stellpfade einzustellen. Die Struktur und Funktion dieses Steuerungsblockes werden in den nachfolgenden Abschnitten genauer erläutert.

Bei der Auslegung der Momentenregelung müssen die folgenden Minimalanforderungen berücksichtigt werden:

- Schnelle und genaue Einstellung des geforderten Motormomentes,
- Minimierung des Kraftstoffverbrauchs,
- Vermeidung von schadstoffhaltigen Emissionen,
- Einhaltung von Sicherheitsforderungen (schnelle Abregelung, Bauteilschutz) und

- Berücksichtigung der Stellbeschränkungen.

Da die genannten Forderungen teilweise konkurrieren, muss der Regelungsansatz die Kompromissfindung vereinfachen. Dieser Gesichtspunkt wurde bei der Entwicklung der endgültigen Struktur des Momentenreglers berücksichtigt.

3.2.2 Transformationsfunktionen

Der Zusammenhang zwischen den beschriebenen Stellgrößen (Sollwerte für Frischluft, Abgasmasse, Lambda und Zündwinkel) mit dem Moment ist, wie bereits mehrmals beschrieben, nichtlinear. Als Beispiel sind in Abbildung 3.7a die funktionellen Zusammenhänge zwischen der Frischluftmasse, der Zündwinkelverstellung (vom bestmöglichen Zündwinkel nach spät) und dem indizierten Moment⁵ dargestellt. Dieses nichtlineare Verhalten des Prozesses müsste in einer Steuerungsstruktur nach Bild 3.6 entsprechend beachtet werden. Das könnte durch robuste Auslegung, durch Adaption oder direkt durch eine nichtlineare Reglerstruktur erfolgen. Eine robuste Auslegung wäre sicherlich mit Einbußen hinsichtlich der Regelgüte verbunden. Eine gesteuerte Adaption (Gain Scheduling [142, 210]) wird in Steuergeräten bereits verwendet, besitzt aber die in der Einleitung beschriebenen Nachteile (hoher Applikationsaufwand, kaum Berücksichtigung von Verkopplungen). Der Einsatz eines nichtlinearen Reglers würde ein genaues nichtlineares Prozessmodell erfordern. Außerdem wäre die Implementierung eines solchen Reglers in gegenwärtig verfügbaren Motorsteuerungen schwierig.

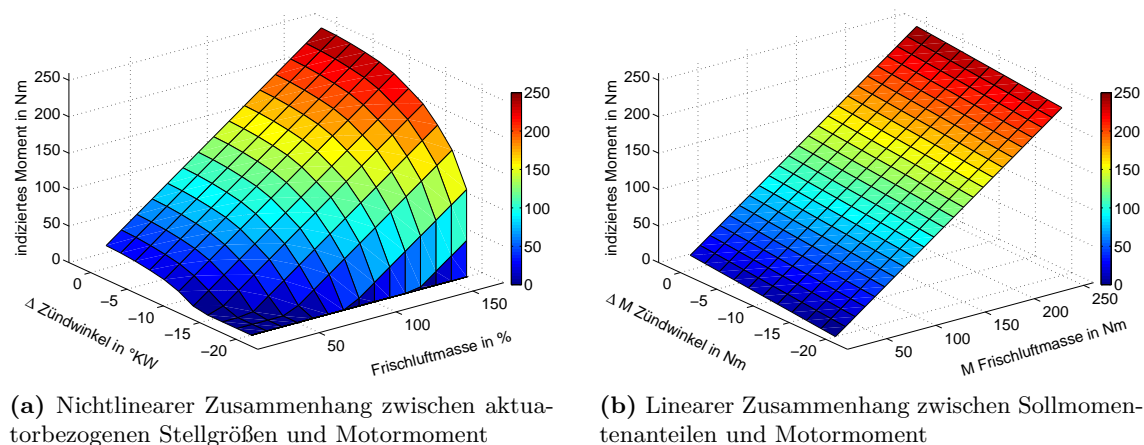


Abbildung 3.7: Ziel der Transformationsfunktion

Bei der hier vorgeschlagenen Lösung wird der nichtlineare Zusammenhang zwischen den aktuatorbezogenen Stellgrößen und dem Motormoment stationär durch eine geeignete Transformationsfunktion kompensiert. Im Bild 3.7 wurde eine solche Transformation für den Frischluft- und Zündpfad angewendet. In der linken Darstellung ist das indizierte Motormoment über die aktuatorbezogenen Stellgrößen (Zündwinkel und Frischluft) aufgetragen. Der Zusammenhang ist hier stark nichtlinear. In der rechten Darstellung wurde

⁵Das indizierte Motormoment ist das im Motor durch die Verbrennung erzeugte potentielle Moment. Das an der Kupplung verfügbare Moment ergibt sich daraus durch Abzug der Verluste des Motors (Reibung, Ladungswechsel) [176, 234, 245].

das indizierte Motormoment über die mit Hilfe der Transformationsfunktionen berechneten Momentenanteile für den Zünd- und Frischluftpfad dargestellt. Die Transformation führt zu einem linearen Zusammenhang zwischen den vom Regler verwendeten Stellgrößen und dem indizierten Motormoment. Statt der aktuatorbezogenen Stellgrößen generiert der Momentenregler also Sollmomentenänderungen für die einzelnen Stellpfade. Der Zusammenhang zwischen den aktuatorbezogenen Stellgrößen und dem Motormoment wurde wegen der Bedeutung für die Motorsteuerung ausgiebig erforscht [205, 234]. Zumindest für den stationären Fall kann das Verhalten gut modelliert werden.

Die Transformation und die inverse Transformation sind im Bild 3.8 als Block skizziert. Sowohl die dem Regler zugeführten Sollwerte, als auch die vom Regler generierten Stellgrößen sind Drehmomentenanteile. Eine wichtige

Bedingung dafür, dass die von der Brennverfahrensteuerung stationär vorgegebenen Sollwerte auch tatsächlich eingestellt werden, ist, dass die Hin- und Rücktransformationen sich bei aufeinander folgender Anwendung aufheben. Momentenmodelle basieren in der Regel darauf, dass betriebspunktabhängig (Drehzahl, Last) optimale Einstellwerte für den Zündwinkel, das Luft-Kraftstoff-

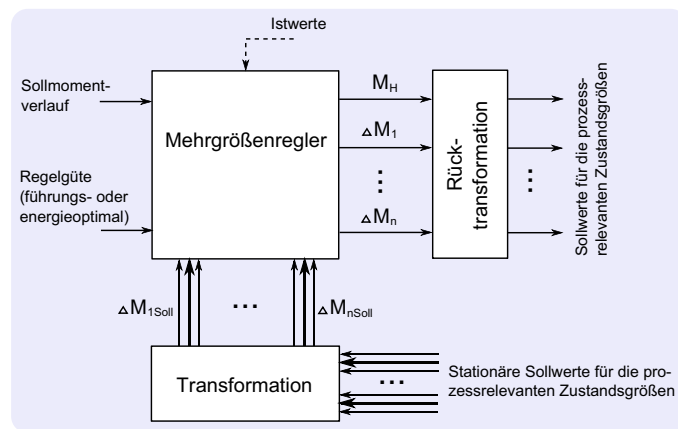


Abbildung 3.8: Transformation und inverse Transformation zur Linearisierung

Verhältnis und andere Größen ermittelt werden [102, 129, 212, 216]. Das stationäre Momentenmodell beschreibt die Änderungen des Motormoments bei Verstellung dieser Optimalwerte. Die Abhängigkeiten können mit Hilfe einfacher mathematischer Funktionen beschrieben werden. Ein geeignetes Modell wurde in [74, 221, 223, 224] vorgeschlagen.

Bei der Änderung des Zündwinkels vom Optimalwert in Richtung Spätverstellung verringert sich das Motormoment bei gleich bleibender Drehzahl und Gasfüllung entsprechend dem in Abbildung 2.5 (KAPITEL 2) dargestellten Verlauf. Von großem Vorteil für die Modellierung ist, dass der Verlauf dieser Kennlinie (relative Momentenänderung) nahezu unabhängig von der Drehzahl und der aktuellen Gasfüllung ist. Der Einfluss des Zündwinkels und der Frischluftmasse auf das indizierte Motormoment ist in Abbildung 3.9 anhand zahlreicher Messpunkte dargestellt. Im Bild sind nicht die relativen, sondern die absoluten Werte für das Moment aufgetragen. Das Maximum des indizierten Moments verschiebt sich mit dem Zündwinkel bei steigender Last. Außerdem zeigt sich, dass eine Zündwinkeländerung in hohen Lastbereichen stärkere Momentenänderungen bewirkt als in Bereichen kleinerer Last (die Kennlinie wird gestreckt).

Die Kennliniencharakteristik kann mit sehr guter Näherung durch die Funktion

$$M = K_{T_F} \cdot m_L \cdot \sin(f_{T_F} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{T_F}) \quad (3.1)$$

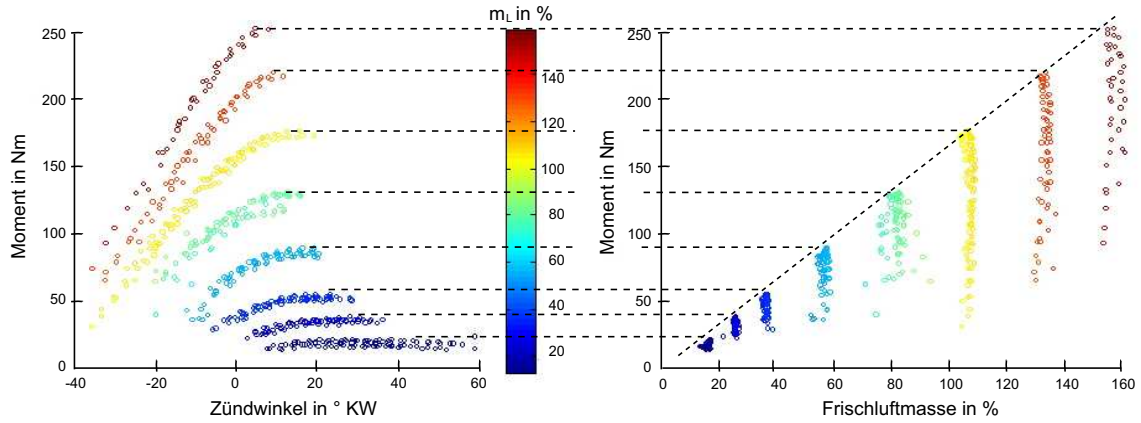


Abbildung 3.9: Einfluss der Frischluftmasse und des Zündwinkels auf das Moment [74, 221, 223, 224]

beschrieben werden. Darin sind m_L die Frischluftmasse und α_{ZW} der Zündwinkel. K_{TF} , f_{TF} und ω_{TF} sind die applikativ zu bestimmenden Modellparameter.

Für die im Bild 3.9 dargestellten Messungen wurde ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis eingestellt. Da die Einspritzmenge hier als Stellgröße für die Momentenregelung verwendet werden soll, muss das Modell (Gleichung 3.1) entsprechend erweitert werden. Außerdem muss der Einfluss der Abgasmasse im Zylinder im Modell berücksichtigt werden. Der Lambda- und der Abgaseinfluss auf das Moment können vereinfacht durch multiplikative Terme modelliert werden. Da das Modell lediglich die Abweichungen von der Optimaleinstellung berücksichtigen muss, ist diese Vereinfachung vertretbar. Damit ergibt sich für das Modell:

$$M = K_{TF} \cdot m_L \cdot \sin(f_{TF} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{TF}) \cdot g(\lambda) \cdot h(\gamma_{NW}). \quad (3.2)$$

Mit λ wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch und mit γ_{NW} der Nockenwellenwinkel dargestellt.

Ausgehend davon kann die Berechnung des Istmomentes und die Umrechnung von Änderungen der aktuatorbezogenen Größen in Momentenänderungen und umgekehrt erfolgen. Dabei müssen die von der Brennverfahrensteuerung generierten Sollwerte zunächst in entsprechende Momentenanteile umgerechnet werden. Die vom Regler ausgegebenen Stellmomente müssen wiederum in Sollwerte für die unterlagerten Regelkreise umgewandelt werden. Wie im ersten Abschnitt dieses Kapitels erläutert, werden die Vorgaben der Brennverfahrensteuerung und die Stelleingriffe des Reglers immer als Abweichungen von einer globalen Basiseinstellung gesehen. Die Basiseinstellung sollte den optimalen Betriebsfall repräsentieren. Beispielsweise kann entsprechend Gleichung 3.2 das Basismoment bei einem Eingriff über Lambda durch die Funktion

$$M_{\lambda B} = K_{TF} \cdot m_L \cdot \sin(f_{TF} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{TF}) \cdot g(\lambda_B) \cdot h(\gamma_{NW}) \quad (3.3)$$

beschrieben werden. λ_B ist darin die Basiseinstellung für diese Stellgröße. $\Delta M_{\lambda Soll}$ würde

zu einem Deltamoment

$$\Delta M_\lambda = M_\lambda - M_{\lambda B} \quad (3.4)$$

$$= K_{T_F} \cdot m_L \cdot \sin(f_{T_F} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{T_F}) \cdot g(\Delta\lambda + \lambda_B) \cdot h(\gamma_{NW}) - K_{T_F} \cdot m_L \cdot \sin(f_{T_F} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{T_F}) \cdot g(\lambda_B) \cdot h(\gamma_{NW}) \quad (3.5)$$

führen. $M_{\lambda B}$ ist darin das Moment für die Basiseinstellung.

Aus dieser Beziehung kann ein vom Regler gefordertes Deltamoment über den Kraftstoffpfad in einen entsprechenden Wert für die Lambdaänderung umgerechnet werden. Diese Änderung wird dann durch die unterlagerte Regelung (Lambda-regler) eingestellt. Entsprechend lassen sich die Deltamomenteneingriffe über die übrigen Stellpfade modellieren.

Die Gesamtstruktur ist in Bild 3.10 dargestellt. Hinsichtlich des Einflusses der Abgasmasse ist darin zu bemerken, dass hier lediglich der stationäre Einfluss dieser Größe auf den Wirkungsgrad modelliert werden muss. Da dieser Einfluss gegenüber den Lambda- oder Zündwinkelverstellungen gering ist, könnte eventuell auch auf eine Berücksichtigung im Modell verzichtet werden.

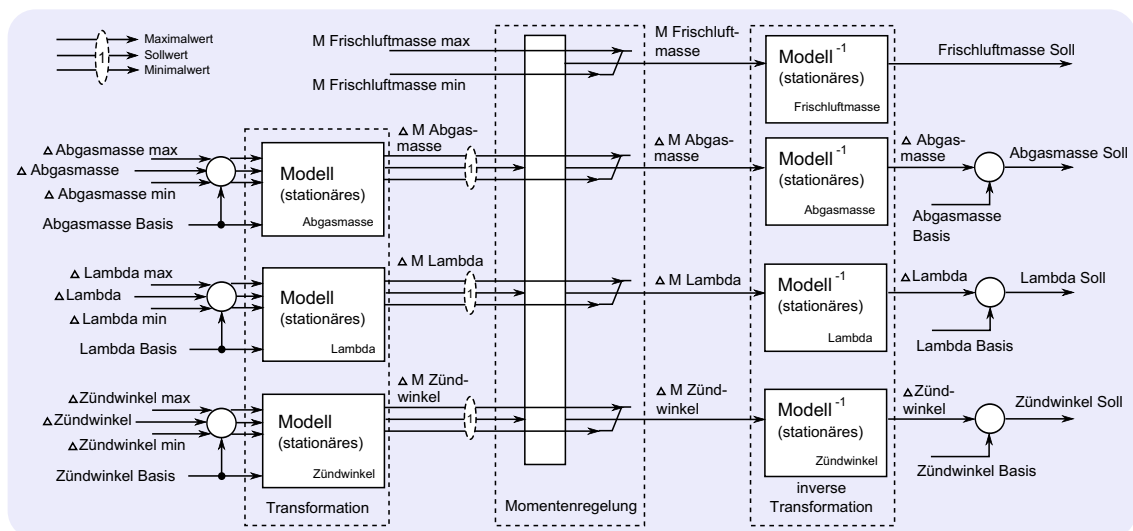


Abbildung 3.10: Transformationsfunktionen und Momentenregler

Wie im KAPITEL 2 erläutert (siehe Abbildungen 2.6 und 2.7) ergeben sich für den Lambda- und den AGR-Pfad innerhalb des Stellbereiches Maxima für das resultierende Moment. Für den Lambdapfad liegt dieser Wert bei ungefähr $\lambda = 0.9$. Üblicherweise wird für Lambda ein Wert oberhalb von 0.9 gewählt (zum Beispiel $\lambda = 1$). Eine Verringerung des Motormoments könnte hier durch Ausmagerung erreicht werden. In besonderen Fällen kann durch die Brennverfahrensteuerung allerdings ein sehr viel kleinerer Lambdawert (zum Beispiel 0.8 für den Bauteilschutzbetrieb) gefordert werden. In diesem Fall würde sich für den Momentenregler das Vorzeichen der Deltastellgröße ändern. Dieser Fall muss bei der Implementierung der Transformationsfunktionen berücksichtigt werden. Einfacherweise würde man in diesem Bereich keine Stelleingriffe des Momentenreglers über den Kraftstoffpfad zulassen.

3.2.3 Momentenregelung

Aus Sicht der Momentenregelung ergibt sich mit den beschriebenen unterlagerten Regelkreisen und den Transformationsfunktionen die im Bild 3.11 dargestellte Prozessstruktur. Die Regelgrößen sind wie am Anfang des Kapitels beschrieben, das Motormoment und die vom Regler ausgegebenen Deltamomente. Für diese Regelgrößen werden entsprechende Sollwerte aus dem Fahrerwunsch und den Anforderungen der Brennverfahrensteuerung vorgegeben. Da die unterlagerten Regelkreise und die beschriebenen Transformationsfunktionen zu einer weitgehenden Prozesslinearisierung führen, kann der Regler auf der Basis von Verfahren der linearen Regelungstheorie entworfen werden.

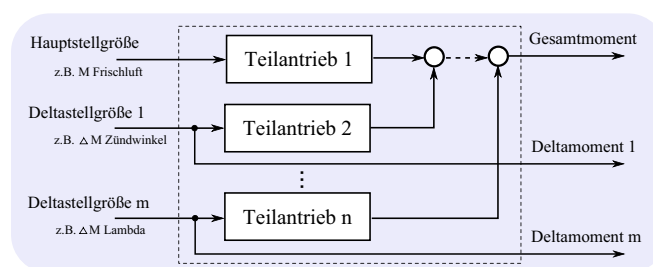


Abbildung 3.11: Prozessstruktur

Neben den bisher genannten vier Größen lassen sich leicht weitere Stellgrößen in der Regelung berücksichtigen, wenn deren Wirkung auf das Gesamtmoment in den oben beschriebenen Transformationsfunktionen modelliert werden kann. Sehr einfach ist diese Erweiterung zum Beispiel für den Fall, dass ein zusätzlicher Elektromotor als Antrieb verwendet wird (Hybridantrieb). Ebenso können aktive Bremsen auf die beschriebene Weise in die Struktur integriert werden.

Die Hauptstellgröße ist die einzige vollkommen freie Stellgröße für den Regler. Für alle anderen Stellgrößen werden Sollwerte vorgegeben, die stationär durch den Regler eingestellt werden. So sind durch den Momentenregler diese Stellgrößen lediglich dynamisch nutzbar. Damit wird abgesichert, dass neben der Einstellung des gewünschten Momentes auch die Forderungen der Brennverfahrensteuerung erfüllt werden.

In der hier beschriebenen Struktur wird die Hauptstellgröße über den Luftpfad realisiert. Eine Umstellung der Steuerung auf eine andere oder auf mehrere Hauptstellgrößen ist einfach dadurch möglich, dass die Sollwertanforderungen für diese Größen entfallen.

Für die Momentenregelung kann prinzipiell ein beliebiger Mehrgrößenregler eingesetzt werden. Allerdings sind bei der Regelung zwei wichtige Punkte zu beachten. Eine Besonderheit der Momentenregelung ist die Tatsache, dass die Stellbereiche insbesondere in den Pfaden für die Deltamomente unterschiedlich stark beschränkt sind. Diese Stellgrößenbeschränkungen sind vom aktuellen Betriebspunkt abhängig und verändern sich während des laufenden Motorbetriebs. Im Extremfall sind Sollwert, Minimal- und Maximalwert gleich. In diesem Fall verliert der Regler einen Stellfreiheitsgrad. Ein anderes Problem, das in der Regelung zu berücksichtigen ist, ergibt sich daraus, dass sowohl Sollgrößenverläufe zum Beispiel für einen Schaltprozess oder auch Störgrößenverläufe (Lastentwicklung beim Einschalten der Klimaanlage) für einen bestimmten Zeithorizont vorausgesagt werden können. Diese, in die Zukunft reichenden Informationen sollten durch die Momentenregelung genutzt werden.

Für den Momentenregler wurde ein modellprädiktiver Ansatz verwendet, da dieses Regelungskonzept für Prozesse mit den oben genannten Eigenschaften besonders gut geeig-

net ist. Die Gesamtreglerstruktur für die Momentenregelung ist im Bild 3.12 noch einmal zusammengefasst. Zum besseren Verständnis sind die Frischluft- und Zündwinkelpfadsignale darin besonders gekennzeichnet.

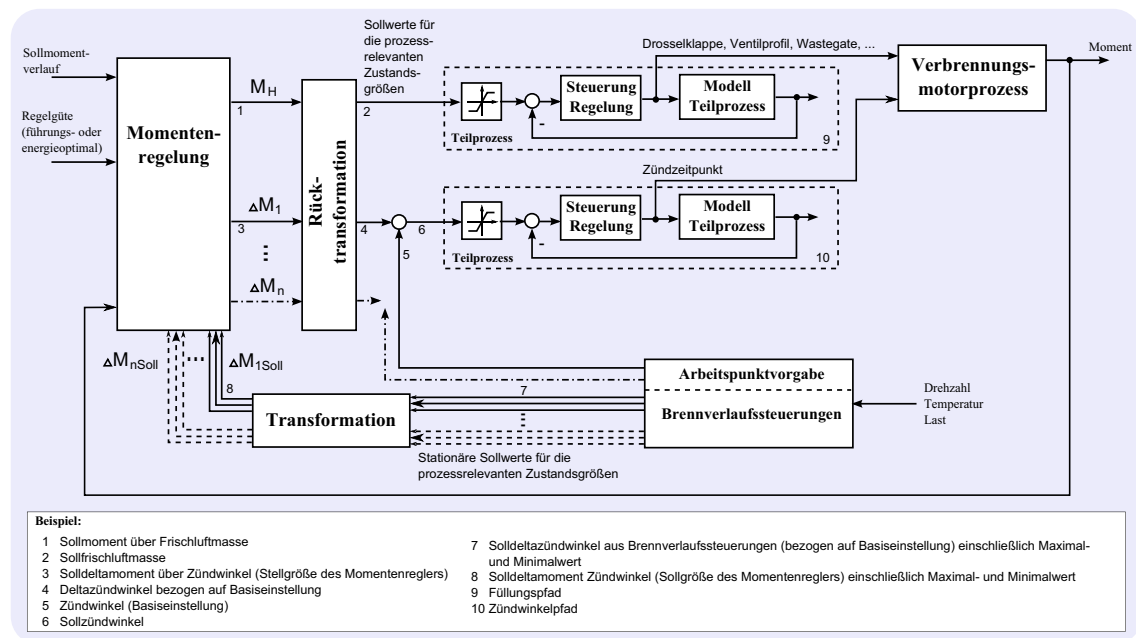


Abbildung 3.12: Regelungsstruktur

3.2.4 Dynamisches Modell

Wegen der durch die unterlagerten Regelkreise und die Transformationsfunktionen erreichten Prozesslinearisierung ist es ausreichend, für den Reglerentwurf lineare Prozessmodelle zu verwenden. In diesen Modellen müssen lediglich die Verkopplungen zwischen den einzelnen Stellgrößen modelliert sein. Die Abhängigkeit der Dynamik (zum Beispiel von der Drehzahl) muss durch eine entsprechend robuste Auslegung des Reglers oder durch Modellnachführung berücksichtigt werden (Multimodell, siehe KAPITEL 5.1). Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten praktischen Untersuchungen haben allerdings gezeigt, dass eine zufriedenstellende Funktion der Momentenregelung auch mit nur einem linearen Modell gewährleistet werden kann. Nachfolgend wird die Struktur eines Modells für die vier oben genannten wesentlichen Stellgrößen (Frischluf-, Kraftstoff-, Zündwinkel- und Abgaspfad) erläutert.

Die Hauptstellgröße kann durch den Mehrgrößenregler frei genutzt werden, wodurch gewährleistet wird, dass stationär eine korrekte Einstellung des geforderten Sollmomentes erfolgt (vorausgesetzt, die Stellgröße hängt nicht in den Grenzen fest). Hingegen müssen die Deltastellgrößen auf vorgegebene Werte geführt werden, wodurch das Einstellen eines gewünschten Betriebspunktes, durch zum Beispiel Brennverlaufssteuerungen gefordert, möglich wird. Der Unterschied zwischen Haupt- und Deltastellgrößen besteht also lediglich darin, dass für die Hauptstellgröße kein Zielwert vorgegeben wird. Für jede Deltastellgröße wird ein Grundwert gebildet, der für den aktuellen Arbeitspunkt zum Beispiel das

maximale Drehmoment bereitstellt. Ausgehend von diesem im Sinne des Drehmomentes bestmöglichen Grundwert kann durch den Mehrgrößenregler das Drehmoment vertrimmt werden. Die Stelleingriffe auf den Deltamomenten sind im Allgemeinen mehr oder weniger begrenzt. Diese Grenzen werden neben den stationären Sollgrößen ebenfalls von der Brennverfahrensteuerung vorgegeben. Im Extremfall kann der verfügbare Stellbereich für den Regler auch Null sein. In diesem Fall würde der Sollwert für das entsprechende Deltamoment unverändert am Ausgang des Reglers erscheinen. Nach der inversen Transformation würde hier exakt der von der Brennverfahrensteuerung ursprünglich geforderte Wert für die reale Stellgröße als Sollwert anstehen.

Für das in Abbildung 3.10 dargestellte Beispiel sei abschließend die Modellanordnung zusammengefasst. Die Hauptstellgröße des Momentenreglers sei über die Sollfrischluftmenge realisiert. Die anderen drei Stellgrößen sollen temporär für Momenteneingriffe (innerhalb festgelegter Grenzen) genutzt werden (Deltamomente). Für den Bezugspunkt (alle Deltamomente gleich Null) soll Lambda gleich Eins gelten, der Zündwinkelwirkungsgrad soll maximal sein und der Sollabgasanteil im Zylinder sei ebenfalls Null. Die Regelgrößen des Systems sind damit das Gesamtmoment des Motors und die drei Deltamomente (ΔM_{ZW} für den Zündpfad, ΔM_λ für Lambda und ΔM_{AGR} für die Abgasmenge). Die Stellgrößen des Reglers sind die Hauptstellgröße M_H , sowie die Deltamomente. Da die Deltamomente gleichzeitig Regel- und Stellgrößen sind, könnte das Übertragungsverhalten hierfür theoretisch gleich Eins gesetzt werden. Aus Kausalitätsgründen wird der aktuell ausgegebene Stellwert jedoch erst im nächsten Abtastschritt als gültig angesehen. Für die Modellierung ergibt sich damit:

$$\Delta M_{ZW_{Ist}}(k) = \Delta M_{ZW_{Soll}}(k-1) \quad (3.6)$$

$$\Delta M_{\lambda_{Ist}}(k) = \Delta M_{\lambda_{Soll}}(k-1) \quad (3.7)$$

$$\Delta M_{AGR_{Ist}}(k) = \Delta M_{AGR_{Soll}}(k-1). \quad (3.8)$$

Das Verhalten für diese drei Pfade kann vereinfacht durch die Übertragungsfunktionen

$$G_{\Delta M_{ZW} _ \Delta M_{ZW}}(z) = G_{\Delta M_\lambda _ \Delta M_\lambda}(z) = G_{\Delta M_{AGR} _ \Delta M_{AGR}}(z) = z^{-1} \quad (3.9)$$

beschrieben werden.

Das Istmoment hängt von allen vier Stellgrößen ab. Über ΔM_{ZW} und ΔM_λ kann das potentielle Moment für den Bezugspunkt durch Wirkungsgradveränderung oder zum Beispiel Anfettung beeinflusst werden. Mit diesen beiden Stellgrößen sind schnelle Momenteneingriffe möglich. Die Dynamik dieser Eingriffe wird mit den entsprechenden Übertragungsfunktionen

$$G_{M _ \Delta M_{ZW}}(z) = \frac{M_{Ist}(z)}{\Delta M_{ZW_{Soll}}(z)} \quad (3.10)$$

$$G_{M _ \Delta M_\lambda}(z) = \frac{M_{Ist}(z)}{\Delta M_{\lambda_{Soll}}(z)} \quad (3.11)$$

modelliert. Ein Momenteneingriff über die Sollabgasmenge wird sich nur vorübergehend auf das Istmoment auswirken. Vorausgesetzt werden muss dabei, dass der Eingriff über

die Nockenwelle eine größere Dynamik besitzt als der Eingriff über die Sollfrischluftmasse. Eine Erhöhung des Abgasanteils würde kurzzeitig die Frischluftmenge im Zylinder verringern, was zu einer Verringerung des Istmoments führen würde. Durch die unterlagerte Regelung des Luftpfades würde die durch den Eingriff bedingte Abweichung von der Sollfrischluftmenge wieder ausgeregelt werden. Der Stelleingriff über die Abgasmenge hätte also differenzierendes Verhalten, was sich im entsprechenden Modell

$$G_{M_ \Delta M_{AGR}}(z) = \frac{M_{Ist}(z)}{\Delta M_{AGR_{Soll}}(z)} \quad (3.12)$$

wiederfinden muss. Die dynamische Wirkung der Hauptstellgröße (hier der Frischluftmenge) auf das Istmoment wird hauptsächlich durch die Dynamik des Luftpfades (Aufladung, Saugrohr) bestimmt. Dieses Teilmodell repräsentiert damit den Teilprozess mit der größten Trägheit.

$$G_{M_ M_H}(z) = \frac{M_{Ist}(z)}{M_{H_{Soll}}(z)} \quad (3.13)$$

Zusammengefasst ergibt sich ein Mehrgrößenübertragungssystem der folgenden Form als Basis für den Reglerentwurf:

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \\ \Delta M_{AGR_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_ M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} & G_{M_ \Delta M_{\lambda}} & G_{M_ \Delta M_{AGR}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW} _ \Delta M_{ZW}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{\Delta M_{\lambda} _ \Delta M_{\lambda}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{\Delta M_{AGR} _ \Delta M_{AGR}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{\lambda_{Soll}} \\ \Delta M_{AGR_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Tatsächlich wird für den späteren Entwurf ein Zustandsraummodell verwendet. Da die Gleichsignalverstärkungen aller Teilmodelle bekannt und die Teilsysteme außerdem von geringer Ordnung sind, lassen sich die Modelle leicht ermitteln. Im oberen Beispiel sind lediglich die Systeme $G_{M_ M_H}$ und $G_{M_ \Delta M_{AGR}}$ experimentell zu bestimmen. Alle anderen Übertragungsfunktionen in der Matrix können für das Beispiel vereinfacht mit $G(z) = z^{-d}$ für die zeitliche Verzögerung bis zur Umsetzung angesetzt werden.

3.2.5 Funktionsbeispiel

Die Funktion des Mehrgrößenreglers wird nachfolgend anhand einer durch die Brennverfahrensteuerung veranlassten Erhöhung der Abgasmasse im Zylinder erläutert. Solch eine Erhöhung wird vor einer Betriebsartenumschaltung in den HCCI-Mode⁶ gefordert. Die Umschaltung der Abgasrate soll dabei möglichst momentenneutral erfolgen. Im Bild 3.13 wird zunächst der klassische Weg der AGR-Erhöhung ohne Reglereingriff illustriert.

Anhand der Abbildung lassen sich die einzelnen Schritte der Steuerung erläutern: Im Bereich I werden das aus dem Fahrerwunsch generierte Sollmoment für den Motor und die

⁶Unter „Homogenous charge compression ignition“ (HCCI) versteht man ein kompressionsgezündetes homogenes Gemisch. Eine Strategie, die diese Selbstzündung bewirkt, ist das Einleiten von Abgas (Abgasrate zwischen 35 und 80 %) in den Zylinder. Der HCCI-Mode funktioniert prinzipiell aber nur bei moderaten Drehzahlen und im Teillastbereich, bewirkt aber durch die niedrigen Verbrennungstemperaturen eine Verringerung der ausgestoßenen Stickoxide [131, 143, 217, 233, 241].

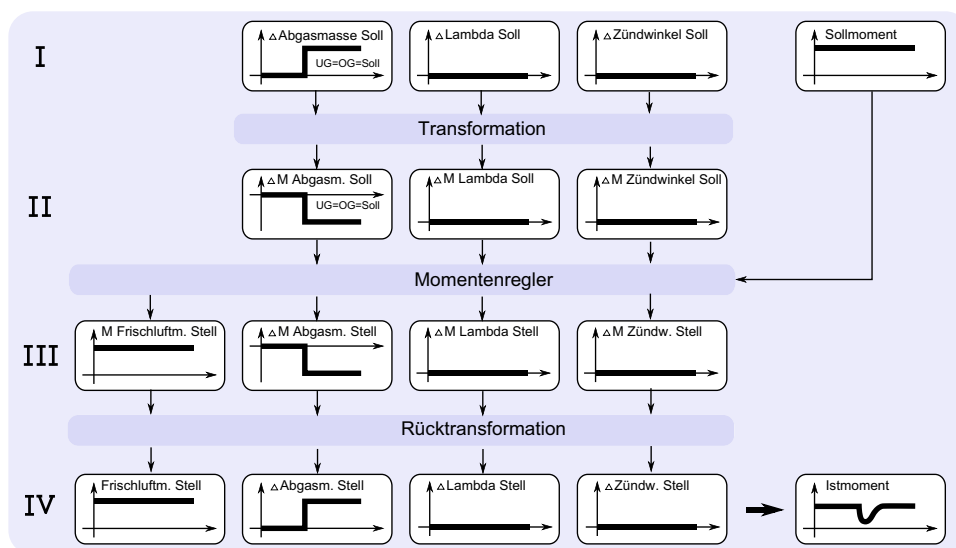


Abbildung 3.13: Umschaltung Abgasmasse ohne Reglereingriff

von der Brennverfahrensteuerung gewünschten Sollwerte für die Deltastellgrößen (Abgasanteil, Lambda, Zündwinkel) vorgegeben. Diese Sollwerte stellen, wie bereits beschrieben, Abweichungen von einer Basiseinstellung dar. Für den Lambda- und den Zündpfad seien diese Abweichungen Null (das heißt $\lambda = 1$, optimaler Zündwinkel). Für die Abgasmasse wird, wie in der Abbildung sichtbar, ein Sollwertsprung vorgegeben. Dabei sind die zugehörigen Grenzwerte (obere Grenze OG für das Maximum, untere Grenze UG für das Minimum) gleich dem Sollwert. Im Bereich II werden die Vorgaben der Brennverfahrensteuerung mit Hilfe der statischen Transformationsfunktionen in entsprechende Deltasollmomente für die einzelnen Pfade umgerechnet (im Bild 3.13 mit Transformation bezeichnet). Die Sollwerte für die Deltagrößen und für das Gesamtmoment werden dem Momentenregler zugeführt und von diesem unkoordiniert über die Rücktransformation an die unterlagerten Regelkreise weitergeleitet (Bereich III und IV). Das entspricht der Funktion von heute üblichen Momentensteuerungen. Im Bereich IV der Darstellung erkennt man die Auswirkungen des Stelleingriffs. Der geforderte Sollwert für die Abgasmasse wird von der Steuerung eingestellt. Durch die im KAPITEL 2 beschriebene Verkopplung von Abgas- und Luftpfad (siehe auch Abbildung 3.4) wird durch den Eingriff auch die aktuelle Luftmenge beeinflusst. Dadurch verringert sich wiederum das Motormoment, bis der Füllungsregler den Frischluftverlust über die Drosselklappenverstellung ausgeglichen hat (Bild 3.13 unten rechts).

Ein koordinierter Eingriff des Reglers unter Berücksichtigung der Verkopplungen zwischen den Stellgrößen ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Hier wurde außerdem die Information genutzt, dass die AGR-Anforderung durch die Brennverfahrensteuerung bereits zu einem etwas früheren Zeitpunkt bekannt ist oder deren Umsetzung geringfügig verzögert erfolgen kann. Durch die Verzögerung wäre der Regler in die Lage versetzt, den eigentlichen Umschaltprozess mit Hilfe der verfügbaren Stellgrößen vorzubereiten. Der Unterschied zum vorher beschriebenen unregulierten Fall ist im unteren Bereich III der Abbildung 3.14 zu erkennen. Da dem Regler die Information über den Umschaltvorgang frühzeitig zur Verfügung steht (prädizierter Sollwertverlauf), erfolgt die Realisierung durch geeignete

Koordination der Stellgrößen ohne Einfluss auf das Gesamtmoment. Die koordinierte Nutzung aller Stellgrößen durch den Regler erfolgt dabei automatisch allein aufgrund der im Modell festgehaltenen Prozesskenntnis und der Nutzung des prädierten Sollwertverlaufs.

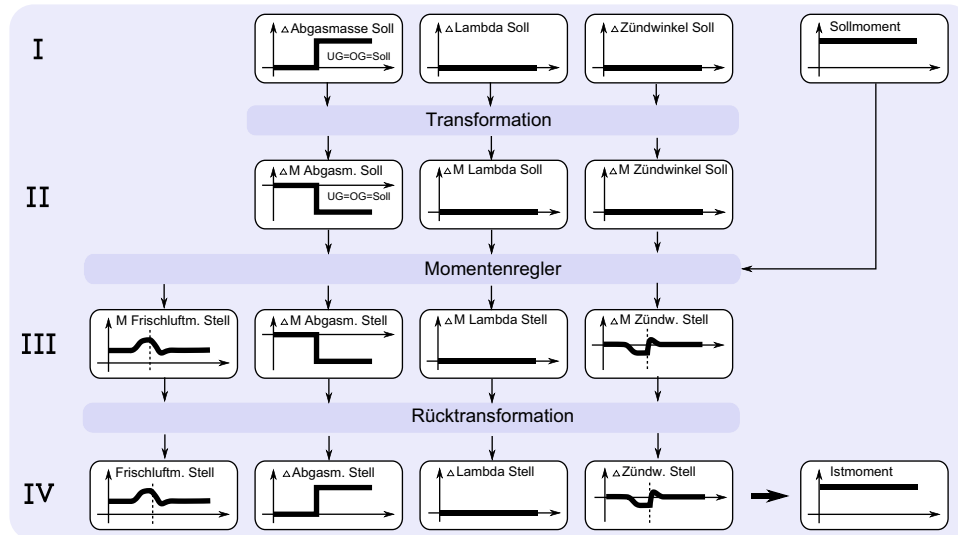


Abbildung 3.14: Umschaltung Abgasmasse mit Reglereingriff

3.3 Drehzahlerweiterung

In den bisherigen Kapiteln wurde eine Reglerstruktur für die Momentenregelung eingeführt. Wie nachfolgend gezeigt wird, kann diese Struktur sehr einfach um Komponenten zur Drehzahl- oder Beschleunigungsregelung erweitert werden.

Die Einstellung einer bestimmten Motordrehzahl wird beispielsweise im Motorleerlauf gefordert. Für spezielle Anwendungen von Verbrennungsmotoren, wie zum Beispiel bei Systemen mit hydraulischen Antrieben (Gabelstaber), ist die Drehzahl die Hauptregelgröße des Motors. Der Drehzahlregler muss in der Lage sein, plötzliche Laständerungen wie das Einschalten der Servopumpe, des Klimakompressors oder starker elektrischer Lasten (Licht, Heckscheibenheizung) ohne nennenswerte Drehzahlschwankungen auszuregulieren. Besonders im Stadtverkehr werden Motoren häufig im Leerlauf betrieben. Die Qualität der Leerlaufregelung hat wesentlichen Einfluss auf den Verbrauch und den Schadstoffausstoß des Motors. Da für die Drehzahlregelung die gleichen Stellgrößen wie für die Momentenregelung verwendet werden können, lässt sich der beschriebene Momentenregler um eine Drehzahlkomponente erweitern, indem eine weitere Regelgröße (die Drehzahl) in das Prozessmodell integriert wird.

$$\begin{bmatrix} n_{Ist} \\ M_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \\ \Delta M_{AGR_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} & G_{n_ \Delta M_{\lambda}} & G_{n_ \Delta M_{AGR}} \\ G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} & G_{M_ \Delta M_{\lambda}} & G_{M_ \Delta M_{AGR}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{\Delta M_{\lambda_ \Delta M_{\lambda}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{\Delta M_{AGR_ \Delta M_{AGR}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{\lambda_{Soll}} \\ \Delta M_{AGR_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Wie man aus Gleichung 3.15 ablesen kann, existieren in dem erweiterten Prozess fünf Regelgrößen. Für die Regelung stehen aber nach wie vor nur vier Stellgrößen zur Verfügung. Auch aus physikalischen Gründen ist es nicht möglich, das Moment und die Drehzahl stationär auf vorgegebene Sollwerte zu führen.

Die Lösung dieses Problems wird in dem hier vorgestellten Regelungskonzept dadurch erreicht, dass die Wertigkeit der beiden Regelgrößen Motormoment und Drehzahl je nach Anwendungsfall mit Hilfe von Wichtungen eingestellt wird. Die Einführung solcher Wichtungen gehört zum Grundprinzip der gewählten Implementierungsvariante für den modellprädiktiven Regler (MPR). Aus dieser Vorgehensweise ergibt sich der große Vorteil, dass bei der Umschaltung zwischen Leerlauf- und Momentenregelung keine Strukturumschaltung erforderlich ist, sondern das Verhalten des Mehrgrößenreglers allein durch Parameterverstellung geändert werden kann. Der Umschaltprozess muss dabei nicht abrupt erfolgen, sondern kann durch Verschieben der Wichtungsparameter beliebig langsam erfolgen. Die Realisierung der Umschaltung zwischen Momenten- und Drehzahlregelung wird im KAPITEL 6 ausführlich besprochen.

Eine grundsätzlich andere Form der Regelung würde sich ergeben, wenn die Steuerung des Motors auch außerhalb des Leerlaufbereiches statt über das Motormoment über die Drehzahl erfolgen würde. Der Fahrer würde in diesem Fall also nicht mehr direkt das Moment, sondern eine Drehzahl fordern. Eine drehzahlbasierte Steuerung würde zum Beispiel auch die Synchronisation zwischen Motor und Getriebe vereinfachen. Die Generierung der Solldrehzahl aus dem Fahrerwunsch könnte über Filter realisiert werden, deren Dynamik durch den Gradienten des Fahrerwunschsignals gesteuert wird. Ein großer Vorteil einer drehzahlbasierten Steuerung würde darin liegen, dass die im Abschnitt 3.4.5 erläuterte Stabilisierungsfunktion entfallen könnte. Der stationäre Drehzahlsollwert könnte mit

$$n_{\text{Soll}} = s_{\text{Pedal}} \cdot \frac{n_{\text{max}} - n_{\text{LL}}}{100\%} + n_{\text{LL}} \quad (3.16)$$

aus der Fahrpedalstellung ermittelt werden. Darin sind s_{Pedal} die Pedalstellung, n_{max} die maximale Drehzahl und n_{LL} die Leerlaufdrehzahl.

Für die Steuerung würden sich durch einen drehzahlgeführten Betrieb verschiedene Vorteile ergeben. Allerdings muss die Fahrbarkeit eines solchen Konzepts untersucht werden. Die Umsetzung des Fahrerwunsches erfolgt allerdings auch in aktuellen Motorsteuerungen nicht rein momentenbasiert, da bei steigender Drehzahl eine stetige Abregelung des Motormomentes erfolgt (Stabilisierungsfunktion). Damit handelt es sich genau genommen auch beim gegenwärtigen Stand der Technik um eine Mischung aus drehzahl- und momentgeführter Motorsteuerung.

Neben der vorgeschlagenen drehzahlgeführten wäre auch eine leistungsgeführte Steuerung des Motors mit ähnlichen Vorteilen denkbar.

In [22, 25] wird vorgeschlagen die Fahrzeugbeschleunigung als Sollwert für den Fahrerwunsch zu nutzen. Diese Regelgröße ließe sich ebenfalls durch eine einfache Modellerweiterung in der hier vorgestellten Struktur berücksichtigen:

$$\begin{bmatrix} a_{Ist} \\ n_{Ist} \\ M_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \\ \Delta M_{AGR_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{a_MH} & G_{a_ \Delta M_{ZW}} & G_{a_ \Delta M_{\lambda}} & G_{a_ \Delta M_{AGR}} \\ G_{n_MH} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} & G_{n_ \Delta M_{\lambda}} & G_{n_ \Delta M_{AGR}} \\ G_{M_MH} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} & G_{M_ \Delta M_{\lambda}} & G_{M_ \Delta M_{AGR}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{\Delta M_{\lambda_ \Delta M_{\lambda}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{\Delta M_{AGR_ \Delta M_{AGR}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{\lambda_{Soll}} \\ \Delta M_{AGR_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Mit Hilfe von Wichtungen ließe sich in der oben beschriebenen Form wiederum die Wertigkeit der einzelnen Regelgrößen einstellen. Die Modellerweiterungen führen allerdings zu einer erhöhten Rechenzeit für die Reglerfunktion. Der Speicherbedarf würde sich durch die zusätzlichen Parameter ebenfalls geringfügig erhöhen.

3.4 Integration spezieller Funktionen

Abhängig von der jeweiligen Fahrsituation oder verschiedenen Randbedingungen müssen von der Motorsteuerung bestimmte Sonderfälle und Betriebsarten gesteuert werden. Einige dieser Steuerungsfunktionen stehen in unmittelbarer Beziehung zur Momentenregelung. In diesem Zusammenhang werden die Themen Schubabschalten/Wiedereinsetzen, die Hubumschaltung, die in der aktuellen Forschung diskutierte Verbrennungslageregelung [112, 133, 234], die Erweiterung auf ein Fahrzeug mit mehreren Antrieben und die Stabilisierungsfunktion in den folgenden Unterkapiteln diskutiert.

3.4.1 Schubabschalten und Wiedereinsetzen

Unter dem Begriff Schubabschalten versteht man bei einem Verbrennungsmotor die Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr bei Minimal- oder Nullmomentforderung und die Nutzung des Motors als Bremse. Die Unterbrechung der Kraftstoffeinspritzung ist bei direkteinspritzenden Systemen sehr einfach möglich. Das Anlaufen des Motors nach dem Schubabschalten wird als Wiedereinsetzen bezeichnet. Das Abschalten oder Wiedereinsetzen eines Zylinders stellt einen sehr großen Momenteneingriff für den Motor dar. Da dieser Eingriff diskret ist, kann die Eingriffsmöglichkeit in der beschriebenen Reglerstruktur nicht direkt für die Momentensteuerung verwendet werden. Allerdings muss durch die Regelung verhindert werden, dass sich das Abschalten und insbesondere das Zuschalten von Zylindern nicht zu stark als sprungförmige Änderung im Gesamtmotormoment bemerkbar macht. Das bedeutet, dass mit Hilfe der aktiven Zylinder der Übergang zum Abschalten beziehungsweise zum Wiedereinsetzen eines Zylinders möglichst so gesteuert wird, dass sich das Gesamtmoment des Motors kontinuierlich entsprechend eines Sollwertverlaufs ändert.

In der entwickelten Reglerstruktur kann das Schubabschalten und Wiedereinsetzen dadurch berücksichtigt werden, dass die Verstärkungen des im Regler verwendeten Modells umgeschaltet werden. Bei einem Vierzylindermotor wären das Stufen von jeweils 25% (zusätzliche Reibung durch Schleppverluste seien hier vernachlässigt). Im Bereich I der Abbildung 3.15b sind die Vorgänge beim Schubabschalten skizziert. Der Regler nutzt den Sollwertverlauf und versucht mit Hilfe der verfügbaren Stellgrößen diesen Verlauf zu realisieren. Dabei wird der Luftstellpfad über die Stellbegrenzungen für einen Eingriff ge-

sperrt. In Folge dessen wird der Zündwinkel automatisch nach spät gestellt. Kann das Moment auch mit weniger aktiven Zylindern realisiert werden, wird durch die Brennverfahrensteuerung ein Zylinder ausgeblendet (keine Einspritzung). Gleichzeitig erfolgt die Modellumschaltung im Regler (Verstärkungsreduktion). Durch die Verstärkungsumschaltung erhöhen sich die Stellgrößen automatisch auf die Werte, die für die Realisierung des Sollmomentes mit den verbleibenden Zylindern erforderlich sind.

Die Schnittstellen der Funktion Schubabschalten/Wiedereinsetzen mit dem Momentenregler und dem Einspritzsystem sind in Abbildung 3.15a gekennzeichnet.

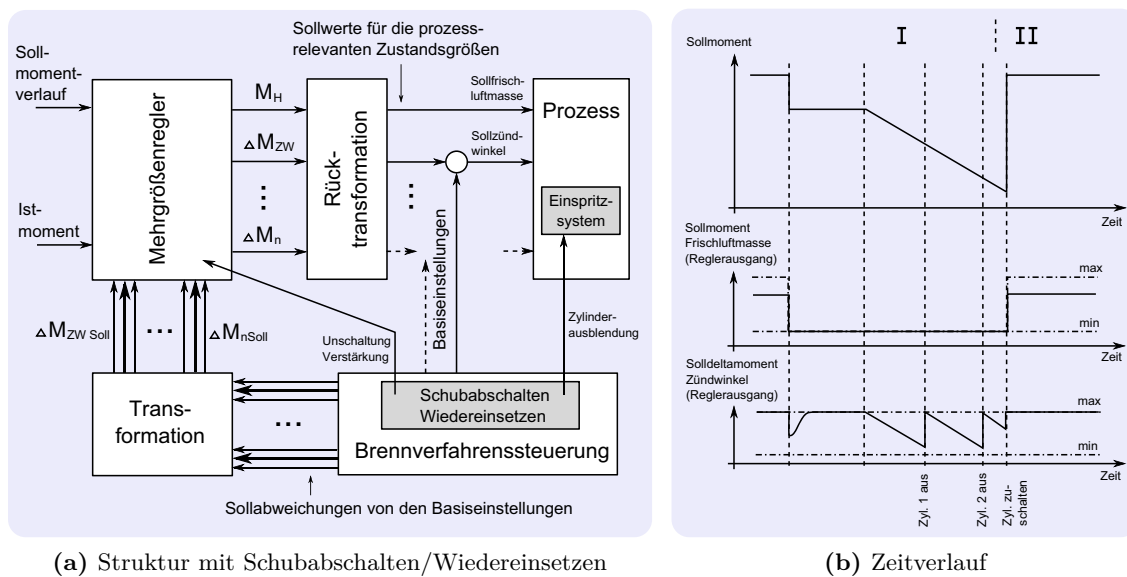


Abbildung 3.15: Einbringung Schubabschalten/Wiedereinsetzen

Das Wiedereinsetzen ist im Bereich II der Abbildung 3.15b dargestellt. Aufgrund des neuen Sollmomentes wird durch den Regler das Deltazündwinkelmoment auf einen für die Momentengenerierung vorteilhafteren Wert verschoben. Durch die Brennverfahrensteuerung werden die ausgeblendeten Zylinder zugeschaltet und der Frischluftpfad freigegeben.

3.4.2 Hubumschaltung

Unter dem Ventilhub versteht man die maximale Öffnung des Ventils. Ventilhuber liegen in einem Bereich von etwa 10 mm [84, 125]. Die Auswirkungen des Ventilhubes auf den Motorprozess wurden im KAPITEL 2 erläutert. Der Ventilhub lässt sich, zumindest bei voll variabler Ventilsteuerung [91, 134, 240] zwischen Null und dem konstruktiv vorgegebenen maximalen Ventilhub variieren. In der Regel sind derzeit aber nur diskrete Ventilhuber (kleiner Hub, mittlerer Hub, großer Hub) einstellbar [105, 138]. Deshalb wird nachfolgend lediglich dieser Fall diskutiert. Wie im KAPITEL 2 beschrieben, ist es durch eine sprunghafte Änderung des Ventilhubes möglich, die Frischluftmenge im Zylinder mit hoher Dynamik zu beeinflussen. Die Umschaltung des Ventilhubes wird allerdings, wie im KAPITEL 2 erläutert, hauptsächlich aus Gründen der Gemischqualität vorgenommen. Das Umschalten des Ventilöffnungsweges bewirkt je nach Umschaltrichtung ein sofortiges Ansteigen beziehungsweise Abfallen der Frischluftmasse im Zylinder und hat damit Einfluss auf das

Motormoment. Dieser Einfluss auf das Motormoment muss durch den Momentenregler daher unterdrückt werden. Durch die Anwendung des Prädiktivreglers ist die Berücksichtigung von zukünftigen Soll- und Störgrößen in der Regelung möglich. Der Zeitpunkt der Ventilhubumschaltung wird von der Brennverfahrensteuerung berechnet. Die Wirkung der Umschaltung auf das Motormoment ist in der Motorsteuerung ebenfalls bekannt (Füllungsmodell). Die Berücksichtigung der Ventilumschaltung in der Momentenregelung ist also sehr einfach durch eine Störgrößenaufschaltung möglich.

3.4.3 Verbrennungslageregelung

Für die Ermittlung der optimalen Zündzeitpunkte sind im Allgemeinen aufwändige Prüfstandsmessungen erforderlich. Die ermittelten Werte für die unterschiedlichen Arbeitspunkte und Betriebsbedingungen werden zumeist in Form von Kennlinien oder Kennfeldern in der Motorsteuerung abgelegt. Die Ausgabe des optimalen Zündwinkels erfolgt im Motorbetrieb rein gesteuert [42, 172, 207, 234]. Motorspezifische Eigenschaften, Toleranzen, Alterung oder eine veränderte Kraftstoffqualität werden kaum berücksichtigt.

In [11, 164] wird gezeigt, dass bei Ottomotoren der optimale Zündzeitpunkt (hinsichtlich Wirkungsgrad) dann erreicht ist, wenn sich die Verbrennungsschwerpunktlage⁷ etwa um 8 Grad Kurbelwellenwinkel nach dem oberen Totpunkt (OT) einstellt. Als Schwerpunktlage der Verbrennung wird der Kurbelwellenwinkel verstanden, bei dem 50% der Kraftstoffmasse umgesetzt sind ($\alpha_{50\%}$ -Lage). Mit Hilfe geeigneter Messeinrichtungen (Zylinderdruck, Drehzahl) kann die Verbrennungsschwerpunktlage ermittelt werden [112, 130, 173, 214, 234]. Sie lässt sich dadurch und mit Hilfe des Zündwinkels auf den Optimalwert einregeln. Für die Momenteneingriffe in der Reglerstruktur würde man hier nicht den gesteuerten Zündwinkel, sondern Abweichungen von der optimalen $\alpha_{50\%}$ -Lage als aktuatorbezogene Zustandsgröße verwenden. Der zu einer optimalen Kraftstoffumsetzung führende Verbrennungsschwerpunkt von 8° Kurbelwellenwinkel wird als Grundwert verwendet. Anhand Abbildung 3.16 ist zu erkennen, dass sowohl eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage nach früh als auch nach spät zu einer Momentenreduzierung führt [173, 234]. Der Zusammenhang zwischen der Abweichung von der optimalen $\alpha_{50\%}$ -Lage und dem Motormoment müsste in den Transformationsfunktionen des Momentenreglers entsprechend modelliert werden. Die Realisierung von Momenteneingriffen über den Zündpfad wäre so genauer als bei einer reinen Steuerung.

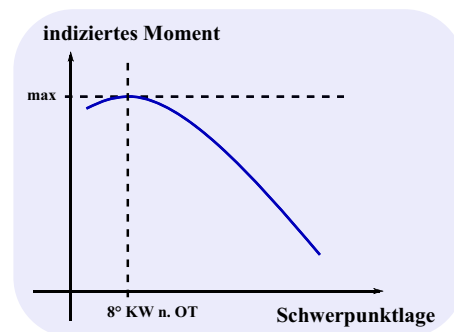


Abbildung 3.16: Zusammenhang zwischen der Schwerpunktlage und dem indizierten Moment [173, 234]

3.4.4 Stabilisierungsfunktion

Ottomotoren sind hinsichtlich der Drehzahl im regelungstechnischen Sinne stabil. Das gilt für den gesamten Arbeitsbereich des Motors. Wie im KAPITEL 2 angemerkt, liegt die phy-

⁷auch Verbrennungshalbwertszeitlage oder Phase der Verbrennungshalbwertszeit

sikalische Erklärung dafür darin, dass sich Drehzahlschwankungen als Gegenkopplung auf die Zylinderfüllung auswirken. Bei einer Drehzahlerhöhung gelangt aufgrund der dadurch bedingten geringeren Öffnungszeit des Einlassventils weniger Frischluft aus dem Saugrohr in den Zylinder (konstanter Saugrohrdruck angenommen).

Bei Motorsteuerungen mit einer Momentenstruktur wird das indizierte Moment des Motors durch die verschiedenen Stellgrößen so gesteuert, dass sich das aktuell geforderte Sollmoment tatsächlich einstellt. Die physikalisch bedingte Stabilität des Motors wird hierbei wieder aufgehoben, da der genannte Rückkopplungseffekt der Drehzahl auf die Frischluftfüllung durch die Steuerung kompensiert wird. Bei steigender Drehzahl wird also die Drosselklappe geöffnet. Der gesteuerte Prozess verhält sich damit integrierend. Dieses Verhalten hätte allerdings eine schlechte Fahrbarkeit zur Folge. Deshalb wird das Drehzahlsignal in der Steuerung über eine spezielle Funktion (die Stabilisierungsfunktion) auf den Sollwert für das Moment zurückgeführt (Gegenkopplung). Im Bild 3.17 sind Fahrzeugmessungen dargestellt. In der linken Darstellung wurde die Stabilisierungsfunktion abgeschaltet. Man erkennt deutlich, dass die Drehzahl bei konstantem Sollmoment (I) stetig ansteigt (Integratorverhalten). Die rechte Seite zeigt eine Messung mit eingeschalteter Stabilisierungsfunktion. Hier ist die Wirkung des rückgekoppelten Drehzahlsignals auf das Sollmoment (Fahrpedalstellung konstant) zu erkennen. Mit der Stabilisierungsfunktion wird eine Drehzahlregelung erreicht, die der Momentenregelung überlagert ist. Der Wirkplan der Stabilisierungsfunktion ist im Bild 3.18 dargestellt.

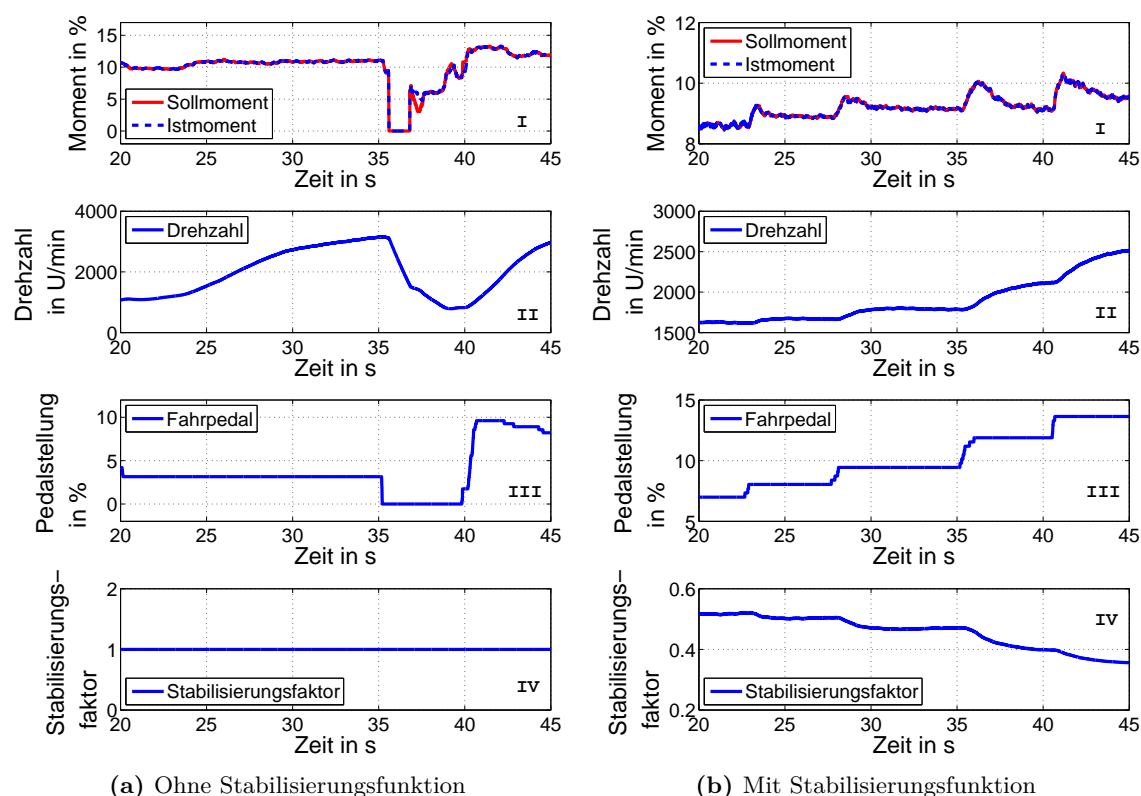


Abbildung 3.17: Motorverhalten mit und ohne Stabilisierungsfunktion

In der hier vorgestellten Momentenreglerstruktur wird die Drehzahl auf das Gesamtsollmoment zurückgeführt. Damit werden durch den Regler alle verfügbaren Stellgrößen zur Stabilisierung eingesetzt. Bei einer drehzahl- oder leistungsbasierten Motorsteuerung könnte die Stabilisierungsfunktion entfallen.

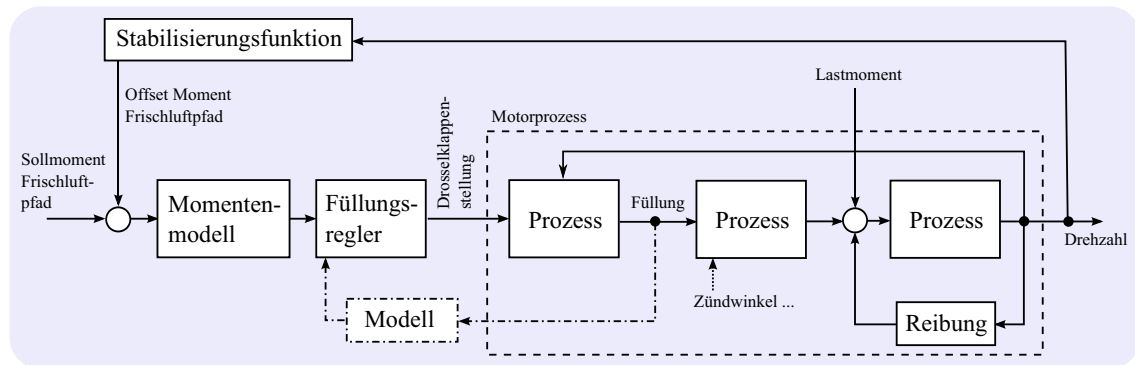


Abbildung 3.18: Wirkplan der Stabilisierungsfunktion

3.4.5 Berücksichtigung zusätzlicher Antriebe (Hybridkonzepte)

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte neue Reglerstruktur kann leicht auf die Erfordernisse von speziellen Hybridsystemen angepasst werden. Die Einbindung eines Elektroantriebs oder weiterer Komponenten in die Steuerung erfolgt dadurch, dass man entsprechende Modelle für die Wirkung dieser zusätzlichen Stelleinrichtungen auf das Gesamtmoment einführt. Im Falle von Elektromotoren ist die Modellierung sehr einfach, da der Zusammenhang zwischen Motorstrom und Moment sehr gut bekannt ist.

Da der Elektromotor bei Hybridantrieben auch als Generator für die Aufladung der Akkumulatoren verwendet wird, kann dieser Antrieb auch negative Momente erzeugen. Damit wird zum Beispiel der Ladezustand des Akkumulators gesteuert (SOC - State of Charge [243]). Ein Vorteil dieser Steuermöglichkeit besteht darin, dass die aktuelle Ladeleistung gezielt eingestellt werden kann. Im Teillastbetrieb kann der Verbrennungsmotor auf diese Weise in optimale Last/Drehzahl-Betriebspunkte gesteuert werden.

Die so genannte Lastpunktverschiebung [10, 38, 119, 235] kann in der hier vorgestellten Momentenstruktur sehr einfach dadurch realisiert werden, dass ein entsprechendes negatives Sollmoment für den Elektromotorpfad vorgegeben wird (im Bild 3.19 unten dargestellt). Der Momentenregler würde diesen Sollwert wie auch bei den anderen Deltagrößen unter Nutzung aller Stellgrößen einstellen. Dynamisch könnte der Regler den Elektropfad für die Steuerung des Motormomentes weiterhin nutzen, wenn ein entsprechender Stellbereich zugelassen wird. Durch entsprechende Wichtungsparmeter lässt sich die Dynamik der Eingriffe über den Elektroantriebspfad so einstellen, dass Eingriffe auch über längere Phasen, beispielsweise für die Dauer eines Beschleunigungsvorganges möglich sind.

Lastpunktverschiebung und Momentenregelung wären so über die Sollwertvorgaben für die Deltamomente verkoppelt. Der Einsatz des Elektroantriebs als Hauptstellgröße kann, wie im Abschnitt 3.2.3 für die anderen Deltagrößen beschrieben, durch Wegfall der Sollwertvorgabe für diese Größe realisiert werden.

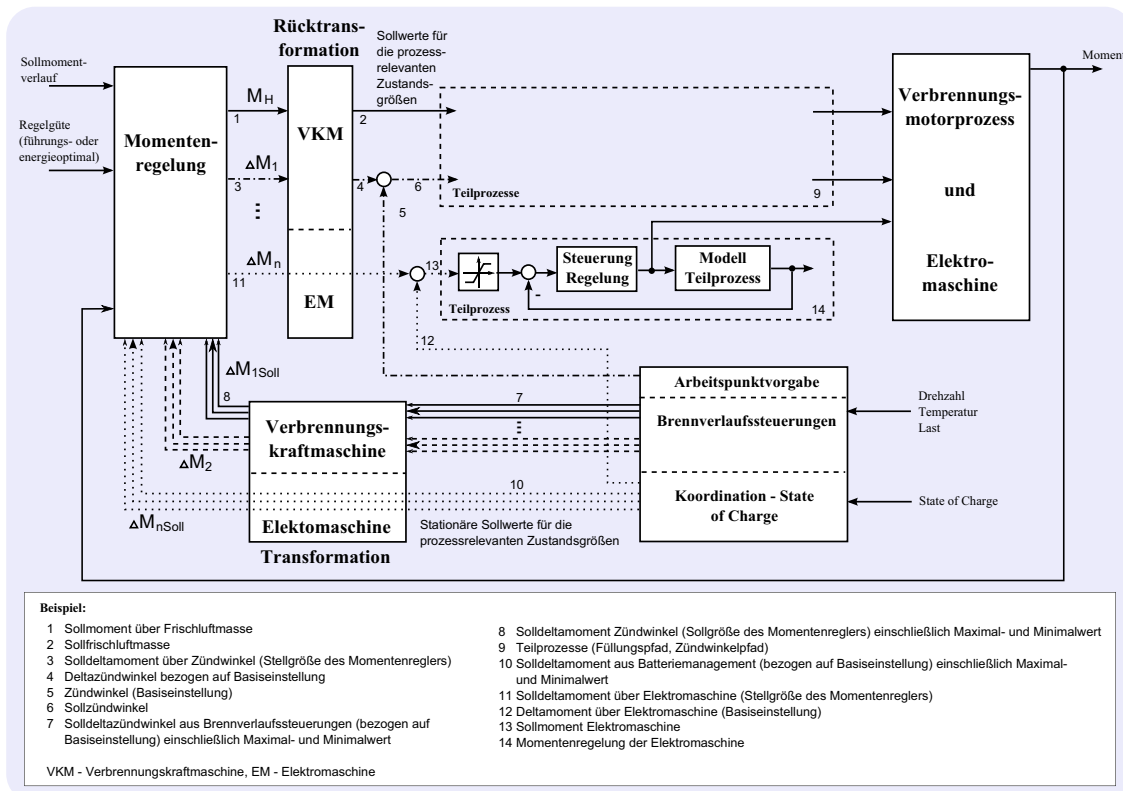


Abbildung 3.19: Erweiterung mit einer E-Maschine

3.5 Zusammenfassung

Bei der im KAPITEL 3 vorgestellten Momenten- und Drehzahlreglerstruktur wird der Mehrgrößencharakter des Steuerungsproblems im Entwurf berücksichtigt. Ein Vorteil des Ansatzes besteht darin, dass der Entwurf weitgehend modellbasiert erfolgt. Wegen der Linearisierungseffekte durch die unterlagerten Regelkreise und die beschriebenen Transformationsfunktionen sind für die Reglerauslegung lineare Mehrgrößenmodelle ausreichend. Damit lassen sich Standardverfahren aus der linearen Regelungstheorie anwenden. Die Einbindung zusätzlicher Stell- und Regelgrößen erfolgt durch einfache Modellerweiterung. Die Stellgrößen des Reglers werden in Haupt- und Nebenstellgrößen (Deltagrößen) unterteilt. Die Deltastellgrößen sind dabei gleichzeitig Regelgrößen. Das heißt, hierfür werden von der Betriebsartensteuerung generierte Sollwerte vorgegeben. Die Überführung einer Deltastellgröße in eine Hauptstellgröße erfolgt einfach durch den Entfall der Sollwertvorgabe. Das entspricht der Einführung eines zusätzlichen Freiheitsgrades für die Regelung mit der Möglichkeit der Berücksichtigung weiterer Regelungsziele (zum Beispiel minimaler Verbrauch).

Damit werden durch den hier beschriebenen Regelungsansatz die in der Einleitung formulierten ersten vier Anforderungen an die Steuerung erfüllt.

4 Modellprädiktiver Regelungsansatz

Mit der im KAPITEL 3 abgeleiteten Steuerungsstruktur wurden die Voraussetzungen für den eigentlichen Entwurf des Momenten- und Drehzahlreglers geschaffen. Durch die unterlagerten Regelkreise und die Transformationsfunktionen wurde eine weitgehende Linearisierung des Steuerungsproblems erreicht. Für den Reglerentwurf lassen sich damit bewährte Methoden der Regelungstechnik anwenden.

Da in der Momenten- beziehungsweise Drehzahlregelung variable Stellbegrenzungen sowie zukünftige Soll- und Störgrößenverläufe zu berücksichtigen sind, wurde für die praktische Umsetzung ein modellprädiktiver Regelungsansatz gewählt. Dabei wurde eine aus der Literatur [45, 158] bekannte Standardlösung modifiziert beziehungsweise erweitert. Durch die Modifikationen wurde das Regelungsverfahren hinsichtlich verschiedener, für den Steuergeräteinsatz wichtiger Eigenschaften (Rechenaufwand, Applizierbarkeit, Multitatenfähigkeit und so weiter) optimiert und angepasst.

Im vorliegenden Kapitel wird zunächst der Basisansatz für die Regelung beschrieben. Die erwähnten Modifikationen und Erweiterungen des Basisansatzes werden im KAPITEL 5 erläutert.

Modellprädiktive Regelungen wurden ursprünglich für Mehrgrößenregelungsaufgaben in der Verfahrenstechnik entwickelt [54]. Wegen ihrer praktischen Vorteile werden diese Regelungen aber zunehmend auch in anderen Bereichen erfolgreich eingesetzt [99, 158]. Die Gründe für den Erfolg von MP-Regelungen liegen unter anderem darin, dass

- komplexe Mehrgrößensysteme mit komplizierter Dynamik beherrscht,
- Stell- und Zustandsbeschränkungen direkt berücksichtigt,
- dadurch Prozesse näher an (Zustands-) Grenzwerte „gefahren“,
- und die Regelungsziele (Gütekriterien) sehr anschaulich formuliert werden können.

4.1 Funktionsprinzip

Das Funktionsprinzip von modellprädiktiven Regelungen kann anhand von Abbildung 4.1 erläutert werden. Ausgehend von den Prozesszuständen zum Zeitpunkt k wird eine endliche Anzahl von Stellwerten ($u(k) \dots u(k + H_u)$) so berechnet, dass die Regelgröße y einem vorgegebenen Verlauf „möglichst gut“ folgt. H_u wird als Stell- oder Steuerungshorizont bezeichnet. Der Verlauf der Regelgröße wird im Allgemeinen ebenfalls nur für eine endliche Anzahl von Abtastschritten (bis zum Zeitpunkt $k + H_p$) betrachtet. H_p ist der Prädiktionshorizont. Aus Kausalitätsgründen ist es nicht sinnvoll, H_u größer als H_p zu wählen. Zumeist gilt $H_u < H_p$. Die Stellgröße für die Zeitpunkte $k + H_u + 1 \dots k + H_p$ wird dann konstant auf den für den Zeitpunkt $k + H_u$ berechneten Wert gesetzt. Bei mehreren Stellgrößen- oder Prozessausgängen sind $u(k)$, $y(k)$ und $w(k)$ vektorielle Größen. Zur

Berechnung des optimalen Stellgrößenverlaufs muss ein geeignetes mathematisches Gütefunktional gewählt werden. Im einfachsten Fall werden dafür skalare Kostenfunktionen verwendet, in denen eine zumeist quadratische Bewertung der Regelabweichung und der Stellgrößenänderung über den Prädiktions- beziehungsweise Stellhorizont vorgenommen wird.

Während der Regelung werden mit Hilfe eines Prozessmodells in jedem Abtastschritt die im Sinne des Gütefunktionals bestmöglichen Werte für $u(k) \dots u(k + H_u)$ über den Horizont berechnet. Der erste Wert dieser Folge wird als Stellgröße an den Prozess ausgegeben. Die restlichen Stellgrößenwerte werden verworfen und die Berechnung im nächsten Abtastschritt erneut ausgeführt. Bei der Berechnung des optimalen Stellverlaufes $u(k) \dots u(k + H_u)$ muss die aus dem aktuellen Prozesszustand und zurückliegenden Stellgrößen resultierende freie Bewegung des Systems berücksichtigt werden. Da die Optimierung auf der Prädiktion des Prozessverhaltens basiert, lassen sich Stell- oder Zustandsbeschränkungen sehr einfach berücksichtigen. Dazu muss der Verlauf dieser Beschränkungen über den Prädiktionshorizont vorgegeben und in die Berechnung einbezogen werden. Gegebenenfalls können auch (messbare) Störgrößen bei der Optimierung berücksichtigt werden (Störgrößenaufschaltung).

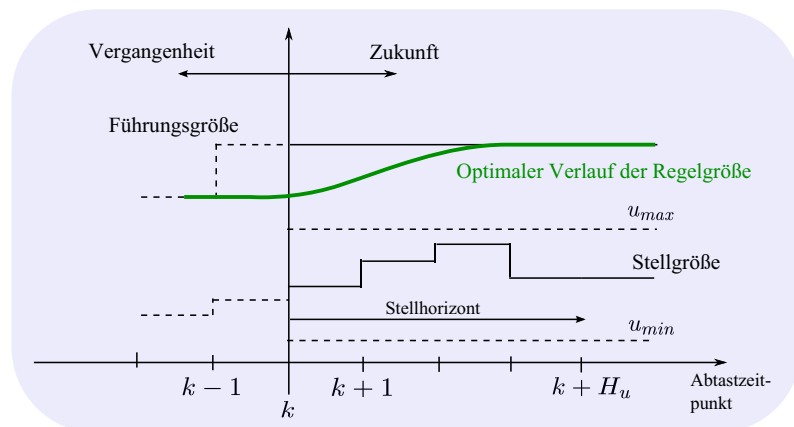


Abbildung 4.1: Grundprinzip prädiktiver Regelungen

4.2 Lösung im Zustandsraum

Nachfolgend wird eine Lösung für das Optimierungsproblem auf der Basis von linearen, zeitdiskreten Zustandsraummodellen der Form

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \quad (4.1)$$

$$y(k) = Cx(k) \quad (4.2)$$

beschrieben. Die Verwendung von Zustandsraummodellen für die Momentenregelung im Steuergerät hat den Vorteil, dass sich bei Modellerweiterungen lediglich die Dimension der Modellmatrizen ändert. Für die Implementierung ergeben sich daraus Vorteile. Außerdem erfolgt die Modellierung von Beobachtern üblicherweise in Form von Zustandsraummo-

dellen. Prinzipiell können aber ähnliche Lösungen wie die hier beschriebene auch auf der Basis von Übertragungsfunktionen hergeleitet werden [45, 48, 49, 136, 161].

Zunächst wird dabei der Fall betrachtet, dass alle Zustände messbar und keine Stell- beziehungsweise Zustandsbeschränkungen wirksam sind. Später wird die Lösung auf Prozesse mit Stellbegrenzungen erweitert. Die bekannte Lösungsidee wurde zum Beispiel auch in [158, 211] beschrieben.

Der Eingrößenfall

Wie oben beschrieben, wird bei dem MPR-Ansatz der Verlauf der Zustands- beziehungsweise Ausgangsgrößen über den vorgegebenen Prädiktionshorizont H_p in Abhängigkeit vom Stellgrößenverlauf bis zu einem vorgegebenen Stellhorizont H_u optimiert. Der Verlauf der Zustands- und Ausgangsgrößen kann mit Hilfe des Zustandsraummodells aus Gleichung 4.1 und 4.2 vorhergesagt werden. In den folgenden Gleichungen beschreibt die Größe $\hat{x}(k+i|k)$ die zum Zeitpunkt k berechnete Vorhersage für den Zeitpunkt $k+i$. $\hat{u}(k+i|k)$ ist der zum Zeitpunkt k für den Zeitpunkt $k+i$ berechnete Stellgrößenwert. Bei bekanntem $\hat{u}(k|k)$ kann der Zustandsvektor für den Zeitpunkt $k+1$ mit Hilfe von Gleichung 4.1 vorhergesagt werden:

$$\hat{x}(k+1|k) = Ax(k) + B\hat{u}(k|k). \quad (4.3)$$

$x(k)$ ist darin der zum Zeitpunkt k gemessene oder modellierte Zustandsvektor. Eine Vorhersage für den Zeitpunkt $k+2$ ergibt sich mit dem Ergebnis von Gleichung 4.3 und dem bekannten $\hat{u}(k+1|k)$ zu

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+2|k) &= A\hat{x}(k+1|k) + B\hat{u}(k+1|k) \\ &= A[Ax(k) + B\hat{u}(k|k)] + B\hat{u}(k+1|k) \\ &= A^2x(k) + AB\hat{u}(k|k) + B\hat{u}(k+1|k). \end{aligned} \quad (4.4)$$

Die Größe $\hat{x}(k+i|k)$ mit $i = 1 \dots H_p$ beschreibt die vorhergesagten Zustände zu den Zeitpunkten $k+i$ in Abhängigkeit vom Ausgangszustand und $\hat{u}(k+i|k)$ den zum Zeitpunkt k für den Zeitpunkt $k+i$ berechnete Stellgrößenwert. Mit einem vorgegebenen Verlauf für die Stellgröße $\mathcal{U}(k) = [\hat{u}(k|k), \hat{u}(k+1|k) \dots \hat{u}(k+H_p|k)]$ kann auf diese Weise fortlaufend der Verlauf des Zustandsvektors über den Prädiktionshorizont H_p vorhergesagt werden:

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+3|k) &= A\hat{x}(k+2|k) + B\hat{u}(k+2|k) \\ &= A^3x(k) + A^2B\hat{u}(k|k) + AB\hat{u}(k+1|k) + B\hat{u}(k+2|k) \\ &\vdots \\ \hat{x}(k+H_p|k) &= A\hat{x}(k+H_p-1|k) + B\hat{u}(k+H_p-1|k) \\ &= A^{H_p}x(k) + A^{H_p-1}B\hat{u}(k|k) + \dots + AB\hat{u}(k+H_p-2|k) \\ &\quad + B\hat{u}(k+H_p-1|k). \end{aligned} \quad (4.6)$$

Wird in den Gleichungen 4.3 bis 4.6 statt des Stellgrößenverlaufs die Stellgrößenänderung von einem Abtastschritt zum nächsten eingesetzt, kann nach dem Superpositionsprinzip

der Verlauf der Zustandsgrößen in einen freien und einen erzwungenen Anteil aufgeteilt werden. Der freie Anteil hängt dabei nur vom aktuellen Zustand zum Zeitpunkt k und dem zuletzt ausgegebenen Stellgrößenwert $u(k-1)$ ab und stellt somit die ungesteuerte Charakteristik des Systems dar. Der erzwungene Anteil wird durch die künftigen Stellgrößenänderungen hervorgerufen. Für die Stellgrößendifferenz zum Zeitpunkt k gilt:

$$\hat{u}(k|k) = \Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1). \quad (4.7)$$

Damit lassen sich die zukünftigen Stellgrößen in Gleichung 4.3 bis 4.6 wie folgt darstellen:

$$\begin{aligned} \hat{u}(k+1|k) &= \Delta\hat{u}(k+1|k) + \hat{u}(k|k) \\ &= \Delta\hat{u}(k+1|k) + [\Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1)] \end{aligned} \quad (4.8)$$

⋮

$$\begin{aligned} \hat{u}(k+H_u-1|k) &= \Delta\hat{u}(k+H_u-1|k) + \Delta\hat{u}(k+H_u-2|k) + \dots \\ &\quad + \Delta\hat{u}(k+1|k) + \Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1). \end{aligned} \quad (4.9)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 4.7 bis 4.9 in die Gleichungen 4.3 bis 4.6 ergeben sich die Prädiktionsgleichungen für den Verlauf der Zustände zu

$$\hat{x}(k+1|k) = Ax(k) + B \underbrace{[\Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1)]}_{\hat{u}(k|k)} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+2|k) &= A^2x(k) + AB \underbrace{[\Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1)]}_{\hat{u}(k|k)} \\ &\quad + B \underbrace{\left[\Delta\hat{u}(k+1|k) + \underbrace{[\Delta\hat{u}(k|k) + u(k-1)]}_{\hat{u}(k|k)} \right]}_{\hat{u}(k+1|k)} \\ &= A^2x(k) + (A+I)B\Delta\hat{u}(k|k) + B\Delta\hat{u}(k+1|k) \\ &\quad + (A+I)Bu(k-1) \end{aligned} \quad (4.11)$$

⋮

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+H_u|k) &= A^{H_u}x(k) + (A^{H_u-1} + A^{H_u-2} + \dots + A + I)B\Delta\hat{u}(k|k) \\ &\quad + \dots + B\Delta\hat{u}(k+H_u-1|k) \\ &\quad + (A^{H_u-1} + A^{H_u-2} + \dots + A + I)Bu(k-1). \end{aligned} \quad (4.12)$$

Wie in der Abbildung 4.1 dargestellt, wird der Verlauf der Stellgröße lediglich bis zum Zeitpunkt $k+H_u$ optimiert. Vom Zeitpunkt $k+H_u+1$ bis zum Zeitpunkt H_p wird der Stellausgang konstant auf den zum Zeitpunkt $k+H_u$ ausgegebenen Wert festgehalten. Damit kann der Zustandsverlauf für den gesamten Prädiktionshorizont wie folgt berechnet

werden:

$$\begin{aligned}\hat{x}(k + H_u + 1|k) &= A^{H_u+1}x(k) + (A^{H_u} + \dots + A + I)B\Delta\hat{u}(k|k) \\ &\quad + \dots + (A + I)B\Delta\hat{u}(k + H_u - 1|k) \\ &\quad (A^{H_u} + \dots + A + I)Bu(k - 1)\end{aligned}\quad (4.13)$$

⋮

$$\begin{aligned}\hat{x}(k + H_p|k) &= A^{H_p}x(k) + (A^{H_p-1} + \dots + A + I)B\Delta\hat{u}(k|k) \\ &\quad + \dots + (A^{H_p-1} + \dots + A + I)B\Delta\hat{u}(k + H_u - 1|k) \\ &\quad (A^{H_p-1} + \dots + A + I)Bu(k - 1).\end{aligned}\quad (4.14)$$

Eine übersichtliche Darstellung ergibt sich, wenn die obigen Gleichungen in Matrizen-schreibweise dargestellt werden:

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} \hat{x}(k + 1|k) \\ \vdots \\ \hat{x}(k + H_u|k) \\ \hat{x}(k + H_u + 1|k) \\ \vdots \\ \hat{x}(k + H_p|k) \end{bmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} A \\ \vdots \\ A^{H_u} \\ A^{H_u+1} \\ \vdots \\ A^{H_p} \end{bmatrix} x(k) + \begin{bmatrix} B \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^{H_u-1} A^i B \\ \sum_{i=0}^{H_u} A^i B \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^{H_p-1} A^i B \end{bmatrix} u(k - 1)}_{\text{Vergangenheit}} + \\ &\quad \underbrace{\begin{bmatrix} B & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=0}^{H_u-1} A^i B & \dots & B \\ \sum_{i=0}^{H_u} A^i B & \dots & (AB + B) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \sum_{i=0}^{H_p-1} A^i B & \dots & \sum_{i=0}^{H_p-H_u} A^i B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\hat{u}(k|k) \\ \vdots \\ \Delta\hat{u}(k + H_u - 1|k) \end{bmatrix}}_{\text{Zukunft}}\end{aligned}\quad (4.15)$$

Die Prädiktion der Ausgangsgröße erfolgt mit der Gleichung 4.2 zu

$$\hat{y}(k + 1|k) = C\hat{x}(k + 1|k) \quad (4.16)$$

$$\hat{y}(k + 2|k) = C\hat{x}(k + 2|k) \quad (4.17)$$

⋮

$$\hat{y}(k + H_p|k) = C\hat{x}(k + H_p|k). \quad (4.18)$$

Die Gleichungen 4.16 bis 4.18 können in Matrixschreibweise der Form

$$\begin{bmatrix} \hat{y}(k+1|k) \\ \hat{y}(k+2|k) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+H_p|k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C & 0 & \dots & 0 \\ 0 & C & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}(k+1|k) \\ \hat{x}(k+2|k) \\ \vdots \\ \hat{x}(k+H_p|k) \end{bmatrix}. \quad (4.19)$$

dargestellt werden.

Optimierung der Stellgröße

Auf Basis der Prädiktionsgleichungen 4.15 und 4.19 kann der optimale Stellgrößenverlauf für den betrachteten Stellhorizont durch Variationsrechnung ermittelt werden. Der Verlauf ergibt sich kumulativ aus dem zuletzt ausgegebenen Stellwert $u(k-1)$ und der Folge $\Delta \mathcal{U}_{Optimum}(k) = [\Delta \hat{u}(k|k), \Delta \hat{u}(k+1|k) \dots \Delta \hat{u}(k+H_u-1|k)]_{Optimum}$ von Differenzstellsignalen, durch die das Gütekriterium

$$\begin{aligned} J(k) = & \sum_{i=1}^{H_p} (\hat{y}(k+i|k) - w(k+i|k))^T Q_i (\hat{y}(k+i|k) - w(k+i|k)) \\ & + \sum_{i=0}^{H_u-1} \Delta \hat{u}(k+i|k)^T R_i \Delta \hat{u}(k+i|k) \end{aligned} \quad (4.20)$$

minimiert wird. Darin sind $\hat{y}(k+i|k)$ die zum Zeitpunkt k mit Hilfe von Gleichung 4.15 und 4.19 bis zum Prädiktionshorizont vorhergesagten Ausgangswerte. $w(k+i)$ beschreibt den Sollwertverlauf für die Ausgänge und $\Delta \hat{u}(k+i|k)$ die zum Zeitpunkt k berechneten Stellgrößenänderungen bis zum Zeitpunkt $k+H_u-1$. Q_i und R_i sind Wichtungen für die Regel- beziehungsweise Stellgrößen (für den Zeitpunkt $k+i$).

Setzt man die Prädiktionsgleichungen für die Zustände 4.10 bis 4.14 in die Gleichungen 4.16 bis 4.18 ein, ergibt sich eine geschlossene Darstellung der Prädiktion der Ausgangsgröße zu

$$\begin{bmatrix} \hat{y}(k+1|k) \\ \hat{y}(k+2|k) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+H_u|k) \\ \hat{y}(k+H_u+1|k) \\ \vdots \\ \hat{y}(k+H_p|k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{H_u} \\ CA^{H_u+1} \\ \vdots \\ CA^{H_p} \end{bmatrix} x(k) + \begin{bmatrix} CB \\ C(A+I)B \\ \vdots \\ C \sum_{i=0}^{H_u-1} A^i B \\ C \sum_{i=0}^{H_u} A^i B \\ \vdots \\ C \sum_{i=0}^{H_p-1} A^i B \end{bmatrix} u(k-1) +$$

$$\begin{bmatrix} CB & \dots & 0 \\ C(A+I)B & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ C \sum_{i=0}^{H_u-1} A^i B & \dots & CB \\ C \sum_{i=0}^{H_u} A^i B & \dots & C(A+I)B \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ C \sum_{i=0}^{H_p-1} A^i B & \dots & C \sum_{i=0}^{H_p-H_u} A^i B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{u}(k|k) \\ \Delta \hat{u}(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta \hat{u}(k+H_u-1|k) \end{bmatrix}, \quad (4.21)$$

beziehungsweise zu

$$\mathcal{Y}(k) = \Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) + \Theta \Delta \mathcal{U}(k). \quad (4.22)$$

Für den Eingrößenfall beschreibt $\mathcal{Y} \in \mathcal{R}^{H_p \times 1}$ den prädizierten Ausgangsgrößenverlauf, $\Psi \in \mathcal{R}^{H_p \times n_x}$ den Einfluss des aktuellen Zustandes, $\Upsilon \in \mathcal{R}^{H_p \times 1}$ den Einfluss der letzten ausgegebenen Stellgröße, $\Theta \in \mathcal{R}^{H_p \times H_u}$ den Einfluss der zukünftigen Differenzstellsignale und $\Delta \mathcal{U}(k) \in \mathcal{R}^{H_u \times 1}$ den Vektor der Differenzstellsignale. n_x ist die Anzahl der Systemzustände.

Ordnet man die Wichtungen für die Stell- und Ausgangsgrößen in Matrizen der Form

$$\mathcal{Q} = \begin{bmatrix} Q(1) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & Q(2) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & Q(H_p) \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

beziehungsweise

$$\mathcal{R} = \begin{bmatrix} R(0) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & R(1) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & R(H_u-1) \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

an, kann das Gütekriterium 4.20 ebenfalls in Matrixschreibweise durch

$$\begin{aligned} J(k) = & [\Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) + \Theta \Delta \mathcal{U}(k) - w(k)]^T \mathcal{Q} [\Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) \\ & + \Theta \Delta \mathcal{U}(k) - w(k)] + \Delta \mathcal{U}(k)^T \mathcal{R} \Delta \mathcal{U}(k) \end{aligned} \quad (4.25)$$

angegeben werden.

Die Abweichung zwischen der freien Bewegung des Systems und dem Sollgrößenverlauf ist

unabhängig von $\Delta\mathcal{U}(k)$ und kann mit

$$\varepsilon(k) = \begin{bmatrix} w(k+1|k) \\ w(k+2|k) \\ \vdots \\ w(k+H_p|k) \end{bmatrix} - \Psi x(k) - \Upsilon u(k-1). \quad (4.26)$$

für den Prädiktionshorizont berechnet werden ($\varepsilon(k) \in \mathcal{R}^{H_p \times 1}$). Setzt man die Gleichung 4.26 in die Gleichung 4.25 ein, folgt

$$J(k) = [\varepsilon(k) + \Theta\Delta\mathcal{U}(k)]^T \mathcal{Q}[-\varepsilon(k) + \Theta\Delta\mathcal{U}(k)] + \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{R}\Delta\mathcal{U}(k). \quad (4.27)$$

Mit der Eigenschaft symmetrischer Matrizen $A^T = A$ und der allgemeinen Eigenschaft $(AB)^T = B^T A^T$ kann das Gütekriterium aus Gleichung 4.27 vereinfacht werden zu

$$\begin{aligned} J(k) &= [-\varepsilon(k)^T + \Delta\mathcal{U}(k)^T \Theta^T] \mathcal{Q}[-\varepsilon(k) + \Theta\Delta\mathcal{U}(k)] + \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{R}\Delta\mathcal{U}(k) \\ &= \varepsilon(k)^T \mathcal{Q}\varepsilon(k) - \varepsilon(k)^T \mathcal{Q}\Theta\Delta\mathcal{U}(k) - \Delta\mathcal{U}(k)^T \Theta^T \mathcal{Q}\varepsilon(k) \\ &\quad + \Delta\mathcal{U}(k)^T \Theta^T \mathcal{Q}\Theta\Delta\mathcal{U}(k) + \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{R}\Delta\mathcal{U}(k) \\ &= \varepsilon(k)^T \mathcal{Q}\varepsilon(k) - 2\Delta\mathcal{U}(k)^T \Theta^T \mathcal{Q}\varepsilon(k) + \Delta\mathcal{U}(k)^T [\Theta^T \mathcal{Q}\Theta + \mathcal{R}]\Delta\mathcal{U}(k) \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$= \text{Konstante} - \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{G} + \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{H}\Delta\mathcal{U}(k). \quad (4.29)$$

Darin sind $\mathcal{G} = 2\Theta^T \mathcal{Q}\varepsilon(k)$ und $\mathcal{H} = \Theta^T \mathcal{Q}\Theta + \mathcal{R}$. Weder \mathcal{G} noch \mathcal{H} hängen von $\Delta\mathcal{U}(k)$ ab. $\varepsilon(k)$ kann aus der zuletzt ausgegebenen Stellgröße $u(k-1)$ und dem zum Zeitpunkt k gemessenen Zustandsvektor berechnet werden. Zur Bestimmung des optimalen Stellgrößenverlaufs $\Delta\mathcal{U}_{\text{Optimum}}(k)$ wird die Ableitung von Gleichung 4.29 zu Null gesetzt. Mit

$$\frac{\partial J(k)}{\partial \Delta\mathcal{U}(k)} = -\mathcal{G} + 2\mathcal{H}\Delta\mathcal{U}(k) = 0 \quad (4.30)$$

folgt

$$\Delta\mathcal{U}_{\text{Optimum}}(k) = \frac{1}{2}\mathcal{H}^{-1}\mathcal{G}. \quad (4.31)$$

Die Gleichung 4.31 liefert die Lösung für den im Sinne des Kriteriums 4.20 optimalen Stellgrößenverlauf. Um sicherzustellen, dass das gefundene Optimum ein Minimum darstellt, wird die zweite Ableitung gebildet zu

$$\frac{\partial^2 J(k)}{\partial \Delta\mathcal{U}(k)^2} = 2\mathcal{H} = 2\Theta^T \mathcal{Q}\Theta + \mathcal{R}. \quad (4.32)$$

Es stellt sich ein Minimum ein, wenn man in 4.23 alle $Q_i \geq 0$ (positiv semidefinit) und in 4.24 alle $R_i > 0$ (positiv definit) wählt. Die Inverse von \mathcal{H} muss nur einmal für die gesamte Regelung berechnet werden. $\varepsilon(k)$ hängt nach 4.26 von $x(k)$ und von $u(k-1)$ ab. Damit muss \mathcal{G} in jedem Abtastschritt neu berechnet werden.

Mit Hilfe der analytischen Lösung (Gleichung 4.31) kann der optimale Stellgrößenverlauf für den gewählten Stellhorizont zum Zeitpunkt k berechnet werden. Die Berechnungsvorschrift lässt sich wie im Bild 4.2 dargestellt implementieren.

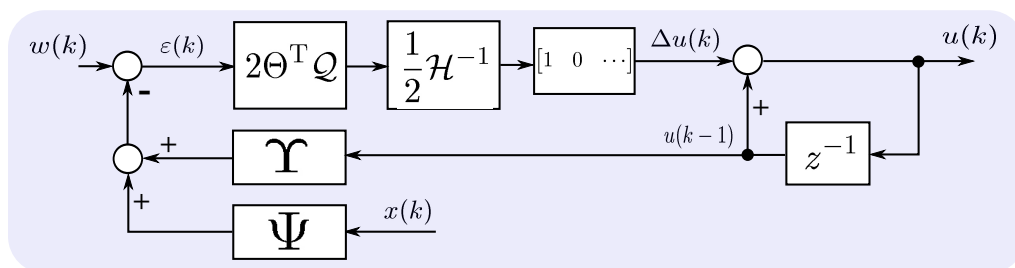


Abbildung 4.2: Analytische Lösung ohne Soll-/Istwertvergleich (Eingrößenfall)

In der Darstellung ist zu erkennen, dass in der Berechnung kein echter Soll-/Istwertvergleich ($w - y$) enthalten ist. Für den Fall, dass das Zustandsraummodell exakt stimmt und keine Störungen am Prozess wirksam sind, ist die Berücksichtigung der Prozessausgangsgrößen über den Zustandsvektor gegeben. In praktischen Anwendungen beschreiben die Modelle das Prozessverhalten allerdings nur näherungsweise. Außerdem steht der Zustandsvektor zumeist nicht vollständig zur Verfügung. Aus diesen Gründen muss zum einen ein echter Soll-/Istwertvergleich durchgeführt werden, zum anderen muss der Zustandsvektor mit Hilfe eines Beobachters ermittelt werden. Das wird mit der im Bild 4.3 dargestellten Struktur erreicht. Darin wird die aktuelle Abweichung des gemessenen vom modellierten Prozessausgang berücksichtigt. Da für diese Abweichungen keine in die Zukunft reichenden Verläufe bekannt sind, wird vereinfacht angenommen, dass der für den aktuellen Abtastschritt ermittelte Wert über den Prädiktionszeitraum konstant bleibt. Die Matrix \mathcal{M} dient der Anpassung an die Dimension des Führungsgrößenvektors (Eingrößenfall). Die Differenz zwischen Prozessausgang und modelliertem Ausgang wird über den Integrator am Ausgang des Reglers auch auf das Modell zurückgeführt. Die Struktur entspricht der eines Störgrößenbeobachters. Prädizierte Störverläufe lassen sich in der Struktur einfach dadurch berücksichtigen, dass der Verlauf über den Prädiktionshorizont an der im Bild 4.3 gekennzeichneten Stelle eingekoppelt wird.

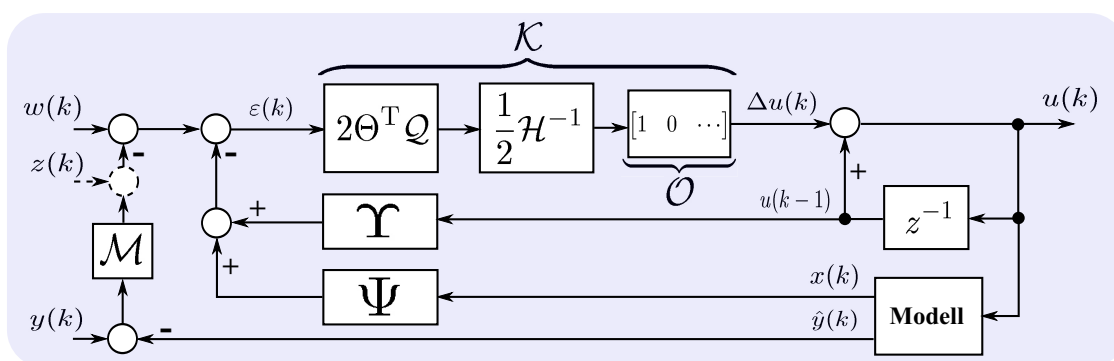


Abbildung 4.3: Analytische Lösung mit Soll-/Istwertvergleich (Eingrößenfall)

Für den Eingrößenfall gilt für $\mathcal{M} \in \mathcal{R}^{H_p \times 1}$, für $\mathcal{O} \in \mathcal{R}^{1 \times H_u}$ und für $\mathcal{K} \in \mathcal{R}^{1 \times H_p}$. In

Gleichung 4.31 kann die Erweiterung durch eine entsprechende Ergänzung von $\varepsilon(k)$ mit

$$\varepsilon(k) = \tau(k) - \Psi x(k) - \Upsilon u(k-1) \quad (4.33)$$

berücksichtigt werden. Darin ist

$$\tau(k) = \begin{bmatrix} w(k+1|k) \\ w(k+2|k) \\ \vdots \\ w(k+H_p|k) \end{bmatrix} - \Delta(k) \quad \text{mit} \quad \Delta(k) = \begin{bmatrix} y(k) - \hat{y}(k) \\ \vdots \\ y(k) - \hat{y}(k) \end{bmatrix}. \quad (4.34)$$

Berücksichtigung von Stellbegrenzungen

Ein für die Anwendung in Motorsteuerungen interessanter Aspekt der modellprädiktiven Regelungen ist die Möglichkeit, Stell- und Zustandsbeschränkungen bei der Berechnung der Stellgröße zu berücksichtigen. Bei Einschränkungen der Stellgröße muss das Gütefunktional

$$J(k) = -\Delta \mathcal{U}(k)^T \mathcal{G} + \Delta \mathcal{U}(k)^T \mathcal{H} \Delta \mathcal{U}(k) \quad (4.35)$$

unter den H_u Nebenbedingungen

$$u_{min}(k) \leq \hat{u}(k|k) \leq u_{max}(k) \quad (4.36)$$

$$u_{min}(k+1) \leq \hat{u}(k+1|k) \leq u_{max}(k+1) \quad (4.37)$$

$$\vdots$$

$$u_{min}(k+H_u-1) \leq \hat{u}(k+H_u-1|k) \leq u_{max}(k+H_u-1) \quad (4.38)$$

minimiert werden. Mit den Gleichungen 4.7 bis 4.9 ergeben sich die Bedingungen

$$\begin{aligned} \Delta \hat{u}(k|k) &\leq u_{max}(k) - u(k-1) \\ \Delta \hat{u}(k|k) + \Delta \hat{u}(k+1|k) &\leq u_{max}(k+1) - u(k-1) \\ &\vdots \\ \Delta \hat{u}(k|k) + \dots + \Delta \hat{u}(k+H_u-1|k) &\leq u_{max}(k+H_u-1) - u(k-1) \end{aligned} \quad (4.39)$$

und

$$\begin{aligned} -\Delta \hat{u}(k|k) &\leq -u_{min}(k) + u(k-1) \\ -\Delta \hat{u}(k|k) - \Delta \hat{u}(k+1|k) &\leq -u_{min}(k+1) + u(k-1) \\ &\vdots \\ -\Delta \hat{u}(k|k) - \dots - \Delta \hat{u}(k+H_u-1|k) &\leq -u_{min}(k+H_u-1) + u(k-1). \end{aligned} \quad (4.40)$$

Die Ungleichungssysteme 4.39 und 4.40 sind in einer Matrix-Ungleichung der Form

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ -1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -1 & -1 & -1 & \dots & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\hat{u}(k|k) \\ \Delta\hat{u}(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta\hat{u}(k+H_u-1|k) \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_{max}(k) - u(k-1) \\ u_{max}(k+1) - u(k-1) \\ \vdots \\ u_{max}(k+H_u-1) - u(k-1) \\ -u_{min}(k) + u(k-1) \\ -u_{min}(k+1) + u(k-1) \\ \vdots \\ -u_{min}(k+H_u-1) + u(k-1) \end{bmatrix}, \quad (4.41)$$

beziehungsweise in kompakter Schreibweise

$$\mathcal{A}\Delta\mathcal{U}(k) \leq b \quad (4.42)$$

darstellbar. $\mathcal{A} \in \mathcal{R}^{2H_u \times H_u}$ stellt die Koeffizientenmatrix und $b \in \mathcal{R}^{2H_u \times 1}$ den Lösungsvektor dar. Entsprechend dieser Matrixungleichung und dem Gütefunktional aus Gleichung 4.29 ergibt sich unter Vernachlässigung des konstanten Terms mit

$$J(k) = -\Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{G} + \Delta\mathcal{U}(k)^T \mathcal{H} \Delta\mathcal{U}(k) \quad (4.43)$$

ein Standardproblem, welches durch quadratische Programmierung [70, 157, 190] gelöst werden kann. Erfolgt die Optimierung in jedem Abtastschritt, erhält man zu jedem Zeitpunkt einen Vektor der optimalen Differenzstellgrößen. Von diesem optimalen Differenzstellgrößenvektor wird jeweils der erste Wert $\Delta\hat{u}(k|k)$ entsprechend Gleichung 4.44 zur absoluten Stellgröße des letzten Abtastschrittes addiert und als Eingang auf das System und das Systemmodell gegeben.

$$u(k|k) = u(k-1) + \Delta\hat{u}(k|k) \quad (4.44)$$

Die Lösung des Optimierungsproblems unter direkter Berücksichtigung von Stellbeschränkungen in jedem Abtastschritt führt im Begrenzungsfall zu einer höheren Regelgüte. Allerdings ist der numerische Mehraufwand für die Berechnung gegenüber der analytischen Lösung erheblich. Für niedrigdimensionale Probleme (wenige Variablen, kleine Stellhorizonte) eignet sich das aus der Literatur bekannte *active set* - Verfahren [70] für die Lösung. In LEKHADIA [147, 148] wurde der Algorithmus für eine Controllerklasse hinsichtlich der Laufzeit optimiert, die auch in modernen Motorsteuerungen verwendet wird. In BEHRENDT [24, 26] wurde eine weitere Verringerung der Laufzeit durch verschiedene, anwendungsspezifische Modifikationen des Verfahrens erreicht. Damit wäre eine Anwendung der *active set* - Methode für die Momentenregelung in aktuellen Motorsteuerungen möglich.

In der hier beschriebenen Anwendung (Momentenregler) wurden sowohl die analytische Lösung als auch die *active set* - Methode implementiert. Der Vergleich der beiden Verfahren wird im KAPITEL 6 behandelt. Abbildung 4.4 enthält eine Zusammenfassung der beiden Implementierungsvarianten. Bei der analytischen Lösung werden Stellbegrenzungen durch

Anti-Wind-Up Maßnahmen berücksichtigt.

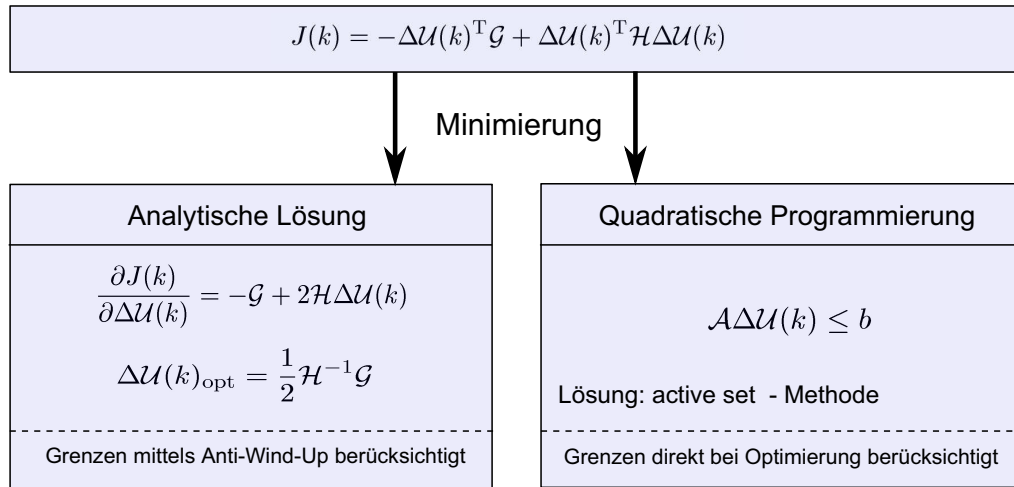


Abbildung 4.4: Modellprädiktive Regelung - Zusammenfassung

Der Mehrgrößenfall

Für den Mehrgrößenfall ändern sich lediglich die Dimensionen der im Algorithmus enthaltenen Vektoren und Matrizen. Die Änderungen sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Darin sind n_i die Anzahl der Systemeingänge und n_o die der Prozessausgänge. Für $n_i = 1$ und $n_o = 1$ ergeben sich die Dimensionen für ein Eingrößensystem.

Tabelle 4.1: Dimensionen der Variablen für Mehrgrößensysteme

Variable	Dimension \mathcal{R}	Variable	Dimension \mathcal{R}
w	$n_o H_p \times 1$	Υ	$n_o H_p \times n_i$
u_{min}	$n_i H_u \times 1$	Θ	$n_o H_p \times n_i H_u$
u_{max}	$n_i H_u \times 1$	$\Delta\mathcal{U}$	$n_i H_u \times 1$
A	$n_x \times n_x$	ε	$n_o H_p \times 1$
B	$n_x \times n_i$	\mathcal{A}	$2n_i H_u \times n_i H_u$
C	$n_o \times n_x$	b	$2n_i H_u \times 1$
\mathcal{Q}	$n_o H_p \times n_o H_p$	Δ	$n_o H_p \times 1$
\mathcal{R}	$n_i H_u \times n_i H_u$	τ	$n_o H_p \times 1$
Ψ	$n_o H_p \times n_x$		

Basisregler ohne Prädiktion

Ein Nachteil der im Bild 4.3 dargestellten Funktion liegt darin, dass die Dimension der Matrizen vom Stell- beziehungsweise Prädiktionshorizont abhängt und damit sehr groß

werden kann.

Für den Fall, dass die Sollwerte, wie bei herkömmlichen Regelungen, lediglich für den aktuellen Abtastzeitpunkt vorgegeben werden, vereinfacht sich die Struktur wesentlich. Die Einführung der Matrix \mathcal{M} zur Anpassung der Dimension des Führungssignals und die Zusammenfassung der Matrizen führt auf die im Bild 4.5 dargestellte Struktur. Die Größe der darin enthaltenen Reglermatrizen \mathcal{MK} , $\mathcal{K}\Psi$ und $\mathcal{K}\Upsilon$ werden nur noch von den Dimensionen der jeweiligen Ein- und Ausgänge der entsprechenden Funktionsblöcke bestimmt. Das ergibt für $\mathcal{MK} \in \mathcal{R}^{n_i \times n_o}$, für $\mathcal{K}\Psi \in \mathcal{R}^{n_i \times n_x}$ und für $\mathcal{K}\Upsilon \in \mathcal{R}^{n_i \times n_i}$. n_x ist darin die Anzahl der Systemzustände, n_i die der Prozesseingänge (Stellgrößen) und n_o die der Prozessausgänge (Regelgrößen).

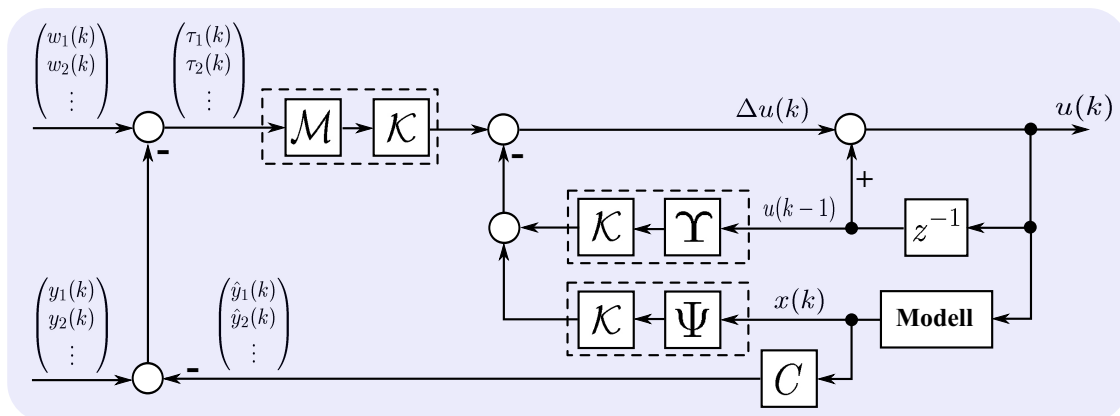


Abbildung 4.5: Analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung (Mehrgrößenfall ohne Führungsgrößenverlauf)

Reglerparametrierung

Für die Implementierung und Parametrierung der vorgestellten MPR-Lösung muss ein zeitdiskretes Zustandsraummodell zur Beschreibung des Prozessverhaltens vorliegen. Auf der Basis dieses Modells werden die Prädiktionsmatrizen (Θ , Υ und Ψ) berechnet. Außerdem dient es der Schätzung der Zustandsgrößen. Die **Abtastzeit** muss so gewählt werden, dass einerseits die erforderliche Bandbreite für die Regelung durch die Abtastung abgedeckt wird und andererseits der Gesamtrechenaufwand für die Regelung akzeptabel bleibt. Zumeist ist die Wahl der Abtastzeit an die Rahmenbedingungen des Echtzeitbetriebssystems gebunden.

Die Eigenschaften der MP-Regelung können durch die Parameter Stellhorizont H_u , Prädiktionshorizont H_p und durch die Wichtungsparemeter in Q und R beeinflusst werden.

Der **Prädiktionshorizont** H_p muss so gewählt werden, dass Einschwingvorgänge des Regelkreises innerhalb des mit dem Horizont vorgegebenen Zeitraums weitgehend abgeschlossen sind. Dieser Parameter kann im Allgemeinen anhand einer Prozessanalyse sehr gut abgeschätzt werden. Ein zu hoch gewählter Prädiktionshorizont H_p erhöht den Berechnungsaufwand für die im Bild 4.3 dargestellte Implementierungsvariante.

Die Wahl des **Stellhorizonts** H_u hat großen Einfluss auf die Regelgüte und auf die Robustheit der Regelung. Wählt man einen großen Stellhorizont, so muss das Modell ei-

ne ausreichend genaue Vorhersage für den Regelgrößenverlauf erlauben. Die Robustheit nimmt bei zu großen Stellhorizonten ab. Außerdem steigt auch hier der Berechnungsaufwand mit wachsendem Stellhorizont. Bei sehr kleinen Stellhorizonten müssen Einbußen in der Regelgüte hingenommen werden. Der Stellhorizont ist damit ein wichtiger Applikationsparameter. Ein geeigneter Wert lässt sich gut mit Hilfe simulativer Untersuchungen ermitteln.

Aus dem Prozessmodell, dem Prädiktions- und dem Stellhorizont ergibt sich die Struktur des MP-Reglers für die Implementierung.

Hauptstellparameter für den Regler sind die **Wichtungsmatrizen** Q und R . Die Diagonalelemente dieser Matrizen wichten die einzelnen Regelabweichungen und die Stellgrößen über den Prädiktions- beziehungsweise Stellhorizont im Gütefunktional. Damit lässt sich die Wertigkeit der einzelnen Größen im Funktional einstellen. Geschwindigkeit und Qualität der Regelungsvorgänge können so gezielt gesteuert werden. Ein großer Vorteil bei der Nutzung dieser Parameter liegt darin, dass der Effekt einer Verstellung von der Tendenz her vorhersagbar ist. Eine Vergrößerung der Wichtungsparameter für die Stellgrößen führt im Allgemeinen zu einer Verlangsamung des Einschwingverhaltens. Wählt man für R unendlich, so werden Stelleingriffe vollständig unterdrückt.

Eine erste Wahl geeigneter Gewichtungen kann durch Abschätzung des Einflusses im quadratischen Gütefunktional erfolgen. Dazu ist es sinnvoll die Komponenten auf Eins zu normieren. Um die Handlungsfähigkeit zu gewährleisten sei bezüglich der Stellgrößenänderung die Wichtungsmatrix R aber um den Faktor 10 reduziert. Ausgehend von diesen Werten kann dann die Regelgüte gezielt beeinflusst werden.

Die Wahl der genannten Einstellparameter wurde in der Literatur ausgiebig diskutiert [1, 48, 49, 59, 229]. Die Qualität einer Einstellung hängt letztlich aber auch von der Erfahrung des Applikationsingenieurs ab. Inwiefern sich Modellfehler, die Wichtungsparameter und der Prädiktions- beziehungsweise der Stellhorizont auf die Regelgüte auswirken, wird in Abschnitt 6 untersucht.

4.3 Ergänzende Bemerkungen

Die erfolgreiche Anwendung linearer modellprädiktiver Regelungen hängt maßgeblich damit zusammen, dass die zu regelnden Prozesse in einer engen Umgebung eines festen Arbeitspunktes betrieben und keine gravierenden Nichtlinearitäten aufweisen. Bei vielen potentiellen MPR-Anwendungen ist die Voraussetzung der Linearität jedoch nicht erfüllt und die aus den linearen Ansätzen hervorgehende Regelgüte häufig nicht ausreichend.

Um dennoch die prädiktive Regelung auch für nichtlineare und zeitveränderliche Prozesse anwenden zu können, existieren unterschiedliche Vorgehensweisen. So wird in [202], [203] und [204] die Methode des Gain-Schedulings verwendet. Für ein mittleres Referenzmodell der Strecke werden die Reglermatrizen offline einmalig bestimmt und in Abhängigkeit des Arbeitspunktes eine Umschaltung auf die Stellgrößen durchgeführt. Weiterhin werden in der Praxis häufig der Multimodellansatz [115, 116] und die Methode der Variablentransformation [59, 186] verwendet. Alternativ sind auch adaptive Methoden [59] denkbar. Eine Übersicht für die prädiktive Regelung an nichtlinearen Prozessen bieten zum Beispiel ALLGÖWER und ZHENG in [4], KOUVARITAKIS und CANNON in [135], RAWLINGS in [201] oder FINDEISEN und ALLGÖWER in [68] an. Die Variablentransformation und der

Multimodellansatz werden im Folgenden kurz erläutert.

Bei einigen Prozessen ist es möglich, durch die Verwendung von nichtlinearen Transformationsbeziehungen den Zusammenhang zwischen den Stell- und Regelgrößen zu linearisieren. Es entsteht ein lineares Ersatzsystem, dessen Regelung durch einen linearen prädiktiven Ansatz erfolgen kann. Solche Transformationsbeziehungen werden in vielen Industrieprozessen angewandt [104] und können unter anderem durch die Anwendung von nichtlinearen Kennlinien mit einer begrenzten Anzahl von Stützstellen erstellt werden.

Der Multimodellansatz basiert darauf, dass Gesamtsystem nicht mit einem Prozessmodell, sondern durch mehrere lokale Modelle zu beschreiben [23, 59, 115, 116]. Dies begründet sich darin, dass sich die Zusammenhänge lokal meist einfacher beschreiben und interpretieren lassen als global. Die Aufteilung der entstehenden Teilmodelle kann zum Beispiel in Abhängigkeit der Arbeitsbereiche erfolgen. Prinzipiell lässt sich die Vorgehensweise zur Erstellung einer Beschreibung durch mehrere lokale Modelle wie folgt zusammenfassen:

Aufteilung des globalen Systems:

Die Aufteilung des globalen Systems in verschiedene Arbeitspunkte und die Definition der Größen, die diese Bereiche beschreiben, wird in der Literatur [23, 59, 186] als der schwierigste Schritt der Multimodellbeschreibung gesehen. Vor allem bei sehr komplexen Systemen hängt die Güte des Gesamtmodells maßgeblich von der Wahl der Arbeitspunkte ab. Eine Zerlegungsmethode besteht darin, den Gesamtbereich in ein gleichmäßig mehrdimensionales Gitter aufzuteilen und für jeden Gitterpunkt ein lineares Modell zu erstellen. Dies führt jedoch häufig zu einer Unmenge an Modellen. Zur Dekomposition der Arbeitsbereiche ist hier die Verwendung von systematischen Konstruktionsverfahren zu bevorzugen. Ein sehr effizientes Verfahren ist der durch NELLES [180] vorgestellte LOLIMOT-Algorithmus (Local Linear Model Tree). Dieser definiert die Arbeitsbereiche mittels einer heuristischen Methode.

Festlegung der Modellstruktur und Parametrierung:

Nachdem die Arbeitspunkte gewählt sind, werden Modelle gesucht, die diese ausreichend gut beschreiben. Hierbei wird im Allgemeinen a-priori Prozesswissen und gewonnenes Datenmaterial genutzt. Um die Komplexität nicht zu erhöhen, sollte die Ordnung der Modelle möglichst klein sein. Um den Aufwand bei der anschließenden Kombination der lokalen Modelle zu einem globalen Modell gering zu halten, ist dabei die Verwendung einer konstanten Modellordnung sinnvoll.

Zusammenfügen der lokalen Modelle:

Als letzter Schritt werden die lokalen Modelle durch Überblendfunktionen zu einem globalen Modell vereinigt. Der Wechsel zwischen den Modellen sollte möglichst sanft erfolgen. Eine Modellumschaltung mit einer Rechteckfunktion (plötzliches Umschalten) ist bei vielen Anwendungen technisch ungeeignet. Für gleitende Übergänge stellt zum Beispiel die sigmoide Übergangsfunktion eine gute Alternative dar.

Eine Struktur mit mehreren parallel angeordneten linearen modellprädiktiven Reglern ist eine ähnliche Möglichkeit Nichtlinearitäten zu kompensieren. Die Ausgangsgrößen der einzelnen Prädiktivregler können gewichtet aufsummiert werden [239].

Neben den klassischen Methoden der Prozessbeschreibung (zum Beispiel Zustandsraum) ermöglichen Neuronale Netze eine schnelle und kompakte Modellbildung eines mehrdimen-

sionalen, dynamischen und stark nichtlinearen Systemverhaltens [181, 219]. Daher sind in der Industrie verschiedene Anwendungen dieser Methode zu finden [61, 87, 88, 89, 219]. Erfolgreiche Versuche Neuronale Netze und prädiktive Regler zu kombinieren werden in [40] oder in [247] beschrieben. Die Neuronalen Netze eignen sich aber nicht nur zur Modellierung von Prozessen, sondern auch zur Anwendung als Regler [62, 63, 121, 156, 222]. So ist zum Beispiel auch die Implementierung eines Neuronalen Netzes als prädiktiver Regler [253] vorstellbar.

Wie im KAPITEL 4.2 werden bei der modellprädiktiven Regelung die aktuellen Stellgrößen so optimiert, dass die Regelgrößen möglichst exakt den Sollverläufen nacheilen und der Regelfehler stationär zu Null geregelt wird. Neben einer sinnvollen Wahl der Horizonte H_u und H_p und der Wichtungsfaktoren Q und R ist dabei vor allem die Modellgüte für eine zufriedenstellende Regelung entscheidend. Entsprechend haben die Einstellparameter und die Abweichungen zwischen Modell und Prozess (Verstärkung, Dynamik) Einfluss auf die Robustheit der Regelung. Die wissenschaftliche Aufarbeitung der Robustheitsuntersuchungen stehen nach JENAYEH [111] erst am Anfang der Entwicklung. Auch die Stabilitätsuntersuchungen wie beispielsweise in MAÑOSO [163] stellen keine geschlossene Theorie dar. In [23, 60, 200] sind Untersuchungen hinsichtlich der Robustheitseigenschaften bei Verstärkungs- und Dynamikänderungen zu finden. Verstärkungsfehler von 50%, aber auch Dynamikunterschiede von 40% werden durch den jeweils entworfenen modellprädiktiven Regler toleriert. Online Parameterschätzung und die anschließende Adaption der reglerinternen Modelle [59] oder die Störgrößenschätzung [18, 23] sind Möglichkeiten, den Parameterschwankungen Rechnung zu tragen. Weiterhin kann eine gewisse Robustheit erzielt werden, wenn die dynamischen Eigenschaften des internen Modells langsam gegenüber der Dynamik des Prozesses ist [23]. Dies hat jedoch eine geringere Regelgüte für schnelle Arbeitspunkte zur Folge.

Auch die Frage nach der Stabilität und Robustheit der prädiktiven Regelung gegenüber falschen zukünftigen Informationen (wie zum Beispiel von Sollwert- oder Störverläufen) wird in der Literatur bisher kaum untersucht.

5 Modifikationen und Erweiterungen

Bei der hier vorgesehenen praktischen Anwendung von modellprädiktiven Regelungen treten spezifische Probleme auf. Die Frage nach der Echtzeitfähigkeit wird in der Literatur häufig diskutiert und untersucht [26, 93, 149, 186, 250]. Ein weiteres Problem für die praktische Anwendung von MP-Regelungen ergibt sich daraus, dass Applikationsingenieure häufig nicht ausreichend mit diesen Steuerungsansätzen vertraut sind. Obwohl modellprädiktive Regelungen in einzelnen Bereichen der Industrie sehr erfolgreich angewendet werden und der Entwurf durch effiziente Softwarewerkzeuge unterstützt wird, stehen viele Anwender diesen Verfahren nach wie vor skeptisch gegenüber. Auch bei der Regelung von Verbrennungsmotoren werden bisher fast ausschließlich PI- beziehungsweise PID-Strukturen (zumeist mit Gain-Scheduling [142, 210]) angewendet. Verfahren für den Entwurf von Mehrgrößenregelungen werden nur vereinzelt genutzt [21, 80, 203]. Ein spezielles Problem der Anwendung für die Momenten- und Drehzahlregelung ergibt sich daraus, dass für die im KAPITEL 3 beschriebenen Stellpfade unterschiedliche Abtastzeiten gelten. So werden die Stellgrößen des Luftpfades beispielsweise in einem 10 ms-Raster aktualisiert, die des Zündpfades hingegen in dem von der Drehzahl abhängigen Synchro-Raster. Ein viertes Problem ist die Änderung des Prozessverhaltens bei Arbeitspunktwechsel, insbesondere bei Änderung der Kurbelwellendrehzahl.

Aus den genannten vier Problemen ergeben sich hinsichtlich der praktischen Anwendbarkeit die folgenden Anforderungen an das Regelungsverfahren:

- Der Regler soll das Steuergerät hinsichtlich Rechenlast und Speicherbedarf möglichst wenig belasten. Das bedeutet, dass die Anzahl der mathematischen Operationen je Abtastschritt minimiert werden muss.
- Es müssen Stellgrößen für unterschiedliche Rechenraster ermittelt werden.
- Die Arbeitspunktabhängigkeit des Prozessverhaltens muss toleriert beziehungsweise speziell berücksichtigt werden.
- Die Prozesse innerhalb der Regelung müssen nachvollziehbar sein. Deshalb muss die Reglerstruktur in einer möglichst übersichtlichen Form dargestellt werden.
- Der Applikationsprozess soll möglichst einfach sein und durch Entwurfswerkzeuge unterstützt werden können.

Um den genannten Anforderungen an die Reglerstruktur gerecht zu werden, sind verschiedene Modifikationen des Basisansatzes für die MP-Regelung erforderlich. Diese Modifikationen und Erweiterungen werden nachfolgend erläutert. Dabei wird ausschließlich die aus der analytischen Lösung (Gleichung 4.31) entwickelte Struktur nach Bild 4.3 betrachtet. Das heißt Stellgrößenbeschränkungen werden nur indirekt über eine Anti-Wind-Up-Struktur berücksichtigt.

5.1 Implementierungsvarianten

Für prädizierte Sollgrößenverläufe kann der im KAPITEL 4 erläuterte Basis-MP-Regler in der in Abbildung 5.1 dargestellten Weise implementiert werden. Die Matrizen \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 berechnen sich darin mit

$$\mathcal{K}_1 = 0.5 \cdot \mathcal{H}^{-1} \cdot 2 \cdot \Theta^T \cdot \mathcal{Q} \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_1 \in \mathcal{R}^{(H_u n_i) \times (H_p n_o)} \quad (5.1)$$

$$\mathcal{K}_2 = 0.5 \cdot \mathcal{H}^{-1} \cdot 2 \cdot \Theta^T \cdot \mathcal{Q} \cdot \Psi \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_2 \in \mathcal{R}^{(H_u n_i) \times (n_x)} \quad (5.2)$$

$$\mathcal{K}_3 = 0.5 \cdot \mathcal{H}^{-1} \cdot 2 \cdot \Theta^T \cdot \mathcal{Q} \cdot \Upsilon \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_3 \in \mathcal{R}^{(H_u n_i) \times (n_i)}. \quad (5.3)$$

Dabei ist n_i die Anzahl der Prozesseingänge, n_o die der Prozessausgänge und n_x die Anzahl der Zustände des Systems. H_u und H_p sind der Stell- beziehungsweise der Prädiktionshorizont.

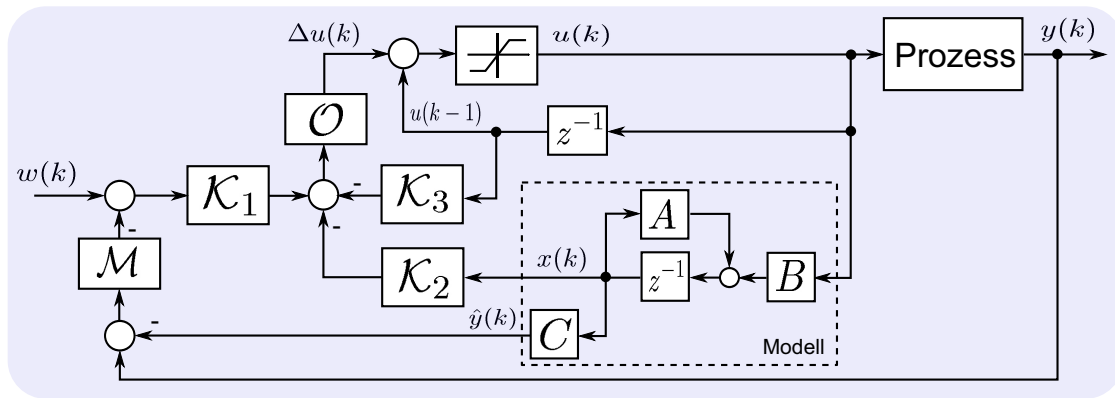


Abbildung 5.1: Implementierungsvariante 1 - mit Führungsgrößenverlauf

Die prädizierten Sollwerte werden für den Prädiktionshorizont durch einen Vektor der Form

$$w(k) = \begin{bmatrix} w_1(k+1|k) \\ w_2(k+1|k) \\ \vdots \\ w_{n_o}(k+1|k) \\ w_1(k+2|k) \\ w_2(k+2|k) \\ \vdots \\ w_{n_o}(k+2|k) \\ \vdots \\ w_1(k+H_p|k) \\ w_2(k+H_p|k) \\ \vdots \\ w_{n_o}(k+H_p|k) \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

in die Struktur eingekoppelt. Die Matrix \mathcal{M} in Abbildung 5.1 dient wiederum der Anpassung der Dimension des Ausgangssignals an die Führungsgrößen $w(k)$. Mit \mathcal{O} wird der

Wert des optimierten Stellsignalverlaufs für den Zeitpunkt k ausgekoppelt.

Für die Matrizen \mathcal{M} und \mathcal{O} gilt

$$\mathcal{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathcal{O} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

mit den Dimensionen $\mathcal{M} \in \mathcal{R}^{(H_p n_o) \times (n_o)}$ und $\mathcal{O} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (H_u n_i)}$.

In der in Abbildung 5.2 dargestellten Reglerstruktur lassen sich auch prädizierte Störgrößenverläufe berücksichtigen. Darin ist

$$z(k) = \begin{bmatrix} z_1(k+1|k) \\ z_2(k+1|k) \\ \vdots \\ z_{n_o}(k+1|k) \\ z_1(k+2|k) \\ z_2(k+2|k) \\ \vdots \\ z_{n_o}(k+2|k) \\ \vdots \\ z_1(k+H_p|k) \\ z_2(k+H_p|k) \\ \vdots \\ z_{n_o}(k+H_p|k) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

der prädizierte Verlauf der Störung über den Prädiktionshorizont H_p . Wie in der Darstellung ersichtlich, wirkt die Störgrößenumschaltung wie eine Führungsgrößenkorrektur. Das führt bei fehlerhaft prädizierten Störverläufen zu entsprechenden Fehlern. Wird zum Beispiel irrtümlicherweise eine Störung prädiziert, die real nicht wirksam wird, kommt es zu Regelabweichungen, die ohne Prädiktion nicht auftreten würden. Die Nutzung der prädiktiven Störgrößenumschaltung muss deshalb abhängig von der Anwendung abgewogen werden. Bei der Momentenregelung kann in vielen Fällen der Störgrößenverlauf sehr präzise vorhergesagt werden (zum Beispiel Zuschaltung des Klimakompressors).

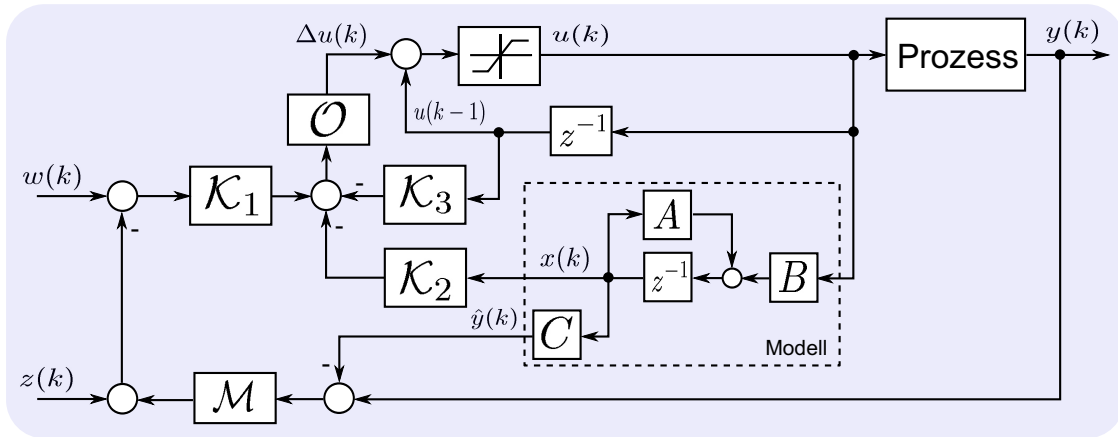


Abbildung 5.2: Implementierungsvariante 2 - mit Führungs- und Störgrößenverlauf

Bei Verwendung der oben beschriebenen analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung hängen die Dimensionen der Matrizen \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 von den gewählten Horizonten ab. Für spezielle Anwendungen ist es aber ausreichend, die Führungsgrößen über den Prädiktionshorizont als konstant anzunehmen. Unter solch einer Annahme verringern sich die Dimensionen der Reglermatrizen aus Gleichung 5.1 bis 5.3 erheblich, was zu einer Reduzierung des Rechenaufwandes und zu mehr Übersichtlichkeit führt. Um die Führungsgrößen als skalare Größen und nicht als vektoriellen Verlauf an die Regelung aus Abbildung 5.1 zu führen, wird die Reglermatrix \mathcal{K}_1 mit der Matrix \mathcal{M} multipliziert. Eine weitere Reduzierung des Rechenaufwandes kann erreicht werden, wenn die stellgrößenauskoppelnde Matrix \mathcal{O} bereits bei der Initialisierung in die Matrizen \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 eingerechnet wird. Bei einer solchen Implementierung entfallen die in Abbildung 5.1 dargestellten Matrizen \mathcal{O} und \mathcal{M} .

$$\mathcal{K}_{1Red} = \mathcal{O} \cdot \mathcal{K}_1 \cdot \mathcal{M} \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_{1Red} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_o)} \quad (5.7)$$

$$\mathcal{K}_{2Red} = \mathcal{O} \cdot \mathcal{K}_2 \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_{2Red} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_x)} \quad (5.8)$$

$$\mathcal{K}_{3Red} = \mathcal{O} \cdot \mathcal{K}_3 \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_{3Red} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_i)} \quad (5.9)$$

Eine Implementierungsvariante für den Fall, dass keine prädizierten Soll- und Stellgrößenverläufe verwendet werden, ist im Bild 5.3 dargestellt.

Werden keine Führungsgrößenverläufe vorgegeben, nimmt der Sollwertvektor $w_{Red}(k)$ die Form

$$w_{Red}(k) = \begin{bmatrix} w_1(k|k) \\ w_2(k|k) \\ \vdots \\ w_{n_o}(k|k) \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

an. Für die Dimension gilt $w_{Red}(k) \in \mathcal{R}^{(n_o) \times (1)}$.

Für den Fall, dass die Führungs- und Störgrößensignale nicht prädiziert werden, kann der modellprädiktive Regler entsprechend der Darstellung im Bild 5.4 durch das Zustands-

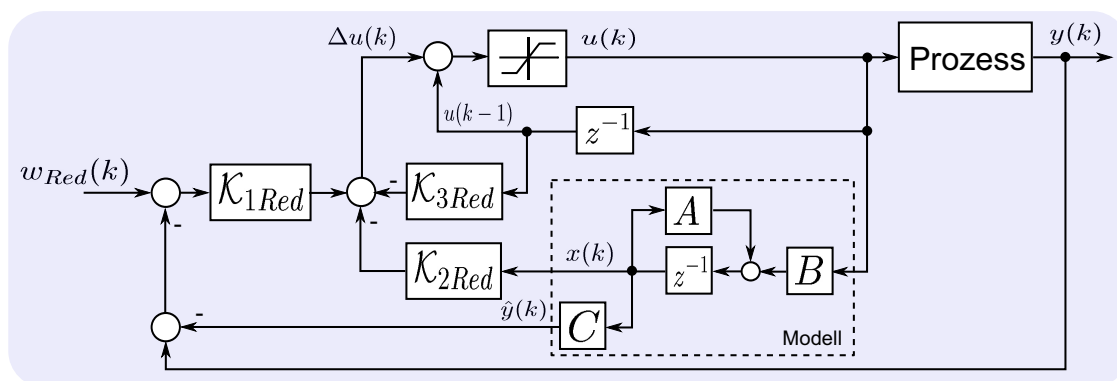


Abbildung 5.3: Implementierungsvariante 3 - ohne Führungs- und Stellgrößenverlauf

raummodell

$$\begin{bmatrix} x_1(k+1) \\ x_2(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A + B(-\mathcal{K}_{2Red} + \mathcal{K}_{1Red}C) & B(I - \mathcal{K}_{3Red}) \\ -\mathcal{K}_{2Red} + \mathcal{K}_{1Red}C & I - \mathcal{K}_{3Red} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B\mathcal{K}_{1Red} \\ \mathcal{K}_{1Red} \end{bmatrix} e(k) \quad (5.11)$$

$$u(k) = [-\mathcal{K}_{2Red} + \mathcal{K}_{1Red}C \quad I - \mathcal{K}_{3Red}] \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} + \mathcal{K}_{1Red}e(k) \quad (5.12)$$

beschrieben werden. Darin sind A die Systemmatrix, B die Eingangsmatrix und C die Ausgangsmatrix. \mathcal{K}_{1Red} , \mathcal{K}_{2Red} und \mathcal{K}_{3Red} sind die Reglermatrizen nach Gleichung 5.7 bis 5.9. I ist die Einheitsmatrix. Diese Form des Reglers vereinfacht die Anwendung von Standard-Analyseverfahren (zum Beispiel Frequenzgangdarstellungen).

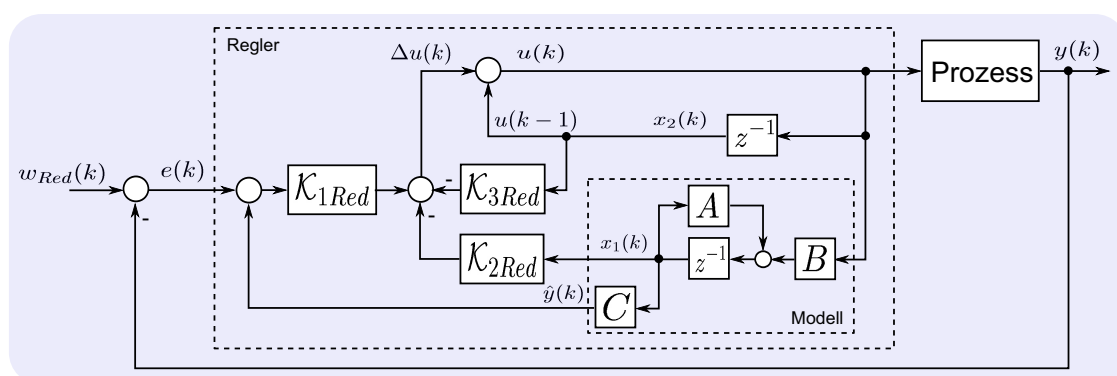


Abbildung 5.4: Klassische Reglerstrukturdarstellung der Implementierungsvariante 3 nach Abbildung 5.3

Verallgemeinerte Struktur

Im Bild 5.5 ist eine allgemeine Variante für die Implementierung dargestellt, bei der präzidierte als auch nicht präzidierte Soll- und Störgrößen verwendet werden können. Durch

die Einführung der Matrizen

$$\mathcal{K}_{D1} = \mathcal{K}_{1Red}C - \mathcal{K}_{2Red} \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_{D1} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_x)} \quad (5.13)$$

$$\mathcal{K}_{D2} = I - \mathcal{K}_{3Red} \quad \text{mit} \quad \mathcal{K}_{D2} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_i)} \quad (5.14)$$

ergibt sich die angestrebte übersichtliche Struktur für den Regler. Die dynamischen Elemente des Reglers (im Bild 5.5 markiert) lassen sich in einem Zustandsraummodell

$$\begin{bmatrix} x_1(k+1) \\ x_2(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ I \end{bmatrix} u(k) \quad (5.15)$$

$$v(k) = [\mathcal{K}_{D1} \quad \mathcal{K}_{D2}] \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

zusammenfassen.

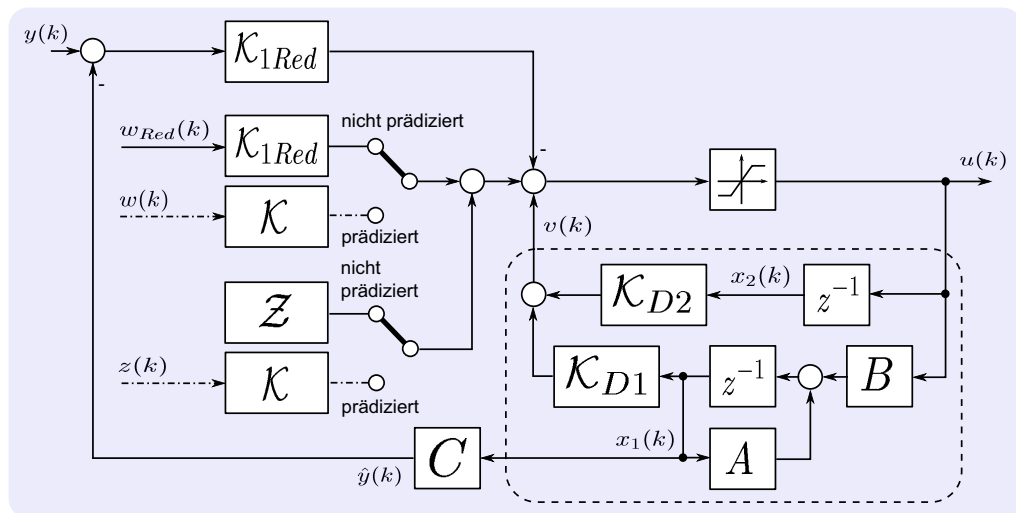


Abbildung 5.5: Analytische Lösung - allgemeine Form für die Implementierung

Für den Fall, dass prädierte Soll- oder Störgrößen vorliegen, muss am jeweiligen Eingangspfad des Reglers die Matrix \mathcal{K} vorgesehen werden. Diese ergibt sich, wie in Abbildung 4.3 dargestellt mit

$$\mathcal{K} = \mathcal{O} \cdot 0.5 \cdot \mathcal{H}^{-1} \cdot 2 \cdot \Theta^T \cdot \mathcal{Q}. \quad (5.17)$$

Für den oben beschriebenen nichtprädierten Fall reduziert sich die Dimension dieser Eingangsmatrix wie oben beschrieben entsprechend (\mathcal{K}_{1Red}). Beide Fälle lassen sich damit wie in Abbildung 5.5 dargestellt durch einfache Umschalter in der Reglerstruktur berücksichtigen. Für \mathcal{Z} gilt:

$$\mathcal{Z} = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T \quad \text{mit} \quad \mathcal{Z} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (1)}. \quad (5.18)$$

Modellfolgeregelung

Die im Bild 5.3 dargestellte Reglerstruktur lässt sich in eine Modellfolgeregelung (MFR) umformen. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, das Stör- und Führungsverhalten des Reglers getrennt voneinander einzustellen. Außerdem wird dadurch der zu Beginn dieses Kapitels formulierten Forderung nach Übersichtlichkeit und Transparenz des Reglers weitgehend nachgekommen. Modellfolgeregelungen werden häufig in mechatronischen Systemen angewendet [29, 30, 126, 174, 185, 226]. Die allgemeine Struktur einer Modellfolgeregelung ist im Bild 5.6 dargestellt. Für den Fall, dass das Modell exakt das Prozessverhalten beschreibt und keine Störungen auf den Prozess wirken, gilt $y(k) = y_M(k)$. Der Folgeregler greift in diesem Fall nicht in die Regelung ein. Das entspricht einer reinen Steuerung. Wenn Störungen auf den Prozess wirken, greift auch der Folgeregler ein und regelt diese Störungen aus. Bei der praktischen Anwendung kann der Modellregler hinsichtlich des Führungsverhaltens, der Folgeregler hinsichtlich des Störverhaltens optimiert werden.

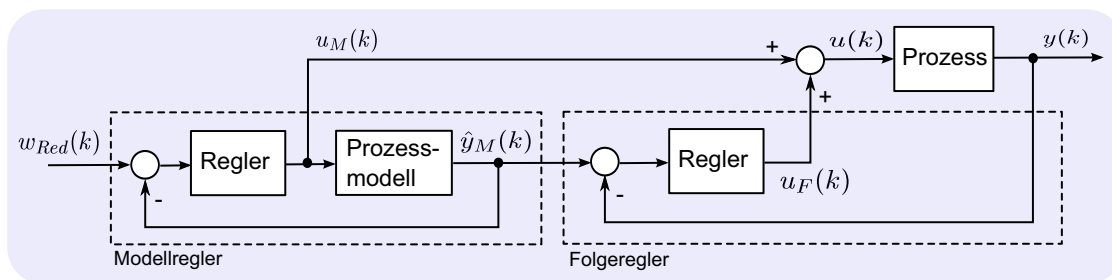


Abbildung 5.6: Allgemeine Modellfolgeregelung

Die im Bild 5.3 dargestellte MP-Reglerstruktur kann direkt in eine Modellfolgeregelung überführt werden. Darin wird zunächst der Fall betrachtet, dass die Soll- und Störgrößen nicht prädiziert werden. Unter der Annahme, dass keine Stellbegrenzungen vorliegen, ergibt sich die im Bild 5.7 dargestellte Struktur. Die Anzahl der Reglerzustände verdoppelt sich. Es ergibt sich das gleiche Regelungsverhalten wie das des in Abbildung 5.3 dargestellten Reglers.

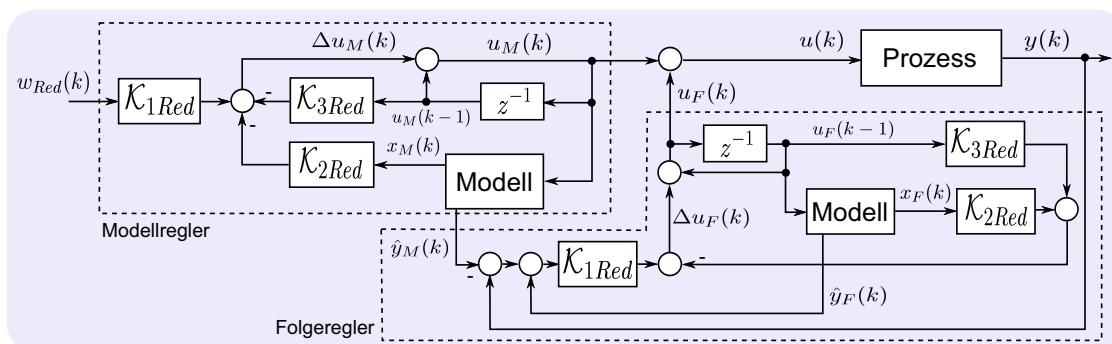


Abbildung 5.7: Implementierungsvariante 4 - als Modellfolgeregelung

Im Bild 5.8 ist ein Simulationsergebnis für eine Momentenstruktur der Form

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

dargestellt (siehe KAPITEL 3). Als Hauptstellpfad wurde der Frischluftpfad gewählt. Auf der linken Seite der Abbildung 5.8 erkennt man das identische Verhalten von MPR und Modellfolgeregelung (MFR). In der praktischen Anwendung könnte man für den Führungsregler eine MP-Regelung einsetzen und für den Folgeregler eine andere Struktur (zum Beispiel einen PID-Regler) nutzen. In diesem Fall wäre der modellprädiktive Regler im Zusammenhang mit dem Prozessmodell als reine Steuerung zu sehen. Ein Vorteil dieser Struktur liegt darin, dass die eigentliche Regelgröße nicht mehr auf den MP-Regler zurückgeführt wird, sondern nur über den Folgeregler im Regelkreis wirksam wird. Das hat unmittelbare Auswirkungen auf die Stabilität des Systems im Falle von größeren Modellfehlern. Da der Prozess im vorliegenden Fall selbst stabil ist, würden sich größere Reglerverstärkungen des Führungsreglers auch bei Modellfehlern nicht nachteilig auf die Stabilität des Gesamtsystems auswirken. Der Folgeregler könnte in diesem Fall entsprechend robust ausgelegt werden.

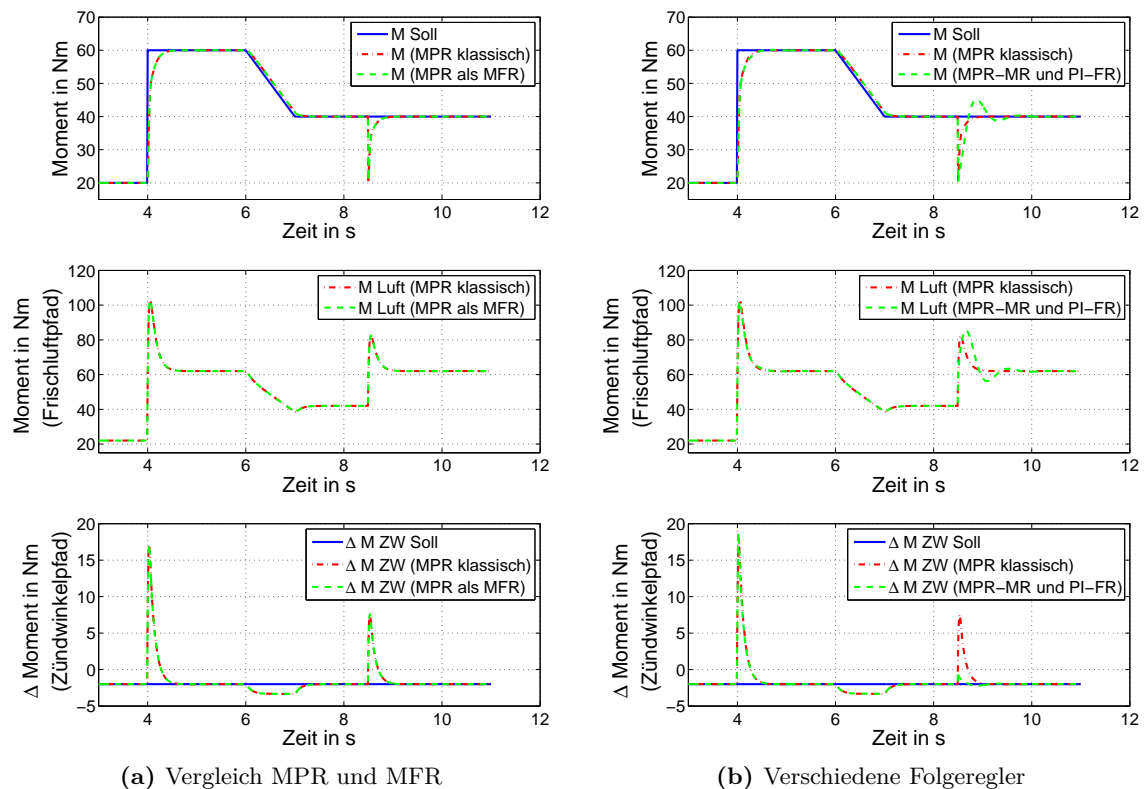


Abbildung 5.8: Vergleich zwischen MPR und MFR⁸

⁸„MPR klassisch“ - Modellprädiktive Regelung nach Abbildung 5.3; „MPR als MFR“ - Modellfolgeregelung nach Abbildung 5.7; „MPR-MR und PI-FR“ - Modellfolgeregelung nach Abbildung 5.7, wobei als Modellregler ein modellprädiktiver Regler und als Folgeregler ein Mehrgrößen-PID-Regler genutzt wurde

Sind Führungsgrößenverläufe bekannt, kann die Matrix \mathcal{K}_{1Red} des Modellreglers in Abbildung 5.7 durch die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Matrix \mathcal{K} ersetzt werden (siehe auch Abbildung 5.5). Statt $w_{Red}(k)$ muss in diesem Fall entsprechend der Führungsverlauf $w(k)$ an die Regelung geführt werden. Genauso können auch Störgrößenverläufe über den als MP-Regler ausgelegten Führungsregler aufgeschaltet werden.

Die rechte Darstellung im Bild 5.8 zeigt das Führungsverhalten und die Ausregelung einer nichtprädierten Störung mit einem PI-Regler als Folgeregler. Darin wird deutlich, dass das Folgeverhalten mit dem des Basis-MP-Reglers identisch ist. Die Störausregelung erfolgt davon unabhängig entsprechend der Auslegung des Folgereglers.

In [56, 72, 248] wird auf Basis einer Modellfolgeregelung ein Verfahren zur Fehlerdiagnose mechatronischer Systeme beschrieben. Bei dieser Methode lassen sich die erforderlichen Residuensignale für die Diagnose ohne Erweiterung direkt aus der Reglerstruktur auskoppeln. Mit der vorgestellten Implementierungsvariante für den MP-Regler kann dieses Verfahren hier direkt angewendet werden.

Führungsgrößenvorgabe

Wie aus der Reglerstruktur im Bild 5.5 hervorgeht, hängt die Rechenlast für den Regelungsalgorithmus maßgeblich davon ab, ob die Führungs- beziehungsweise Stellgrößen prädiert werden oder nicht. Der Grund für diese Abhängigkeit liegt in der Dimension der Reglermatrix \mathcal{K} , die wiederum vom Prädiktionshorizont abhängig ist. Für den Fall, dass die Soll- beziehungsweise Regelgrößen nicht prädiert werden, ergibt sich für die Dimension $\mathcal{K} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_o)} = \mathcal{K}_{1Red} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (n_o)}$. Die Variable n_i ist dabei die Anzahl der Stell- und n_o die Anzahl der Regelgrößen. Sollen hingegen zukünftige Soll- beziehungsweise Störgrößen in der Steuerung berücksichtigt werden, so müssen diese entsprechend Gleichung 4.33 und 4.34 für den gesamten Prädiktionshorizont vorgegeben werden.

In der vorliegenden Anwendung werden allerdings nicht immer alle Sollgrößen prädiert. Deshalb kann die Reglerstruktur vereinfacht in der im Bild 5.9 dargestellten Form implementiert werden (Anwendung Superpositionsprinzip). Wird zum Beispiel eine Regelgröße \mathcal{A} prädiert und eine Größe \mathcal{B} hingegen nicht, dann ergeben sich die im Bild 5.9 dargestellten zwei Eingangsmatrizen \mathcal{K}_A und \mathcal{K}_B .

Die Matrix \mathcal{K}_A für die prädierte Regelgröße \mathcal{A} lässt sich mit der Anzahl der Regelgrößen n_o und der Regelgrößennummer r_i einfach berechnen. Eine solche Berechnung ist nachfolgend beispielhaft in Matlab[®]-Notation angegeben:

```
1 %% Berechnung KA (erste Regelgröße prädiert)
2 KA = K(:,ri:no:end); % no == Anzahl der Systemausgänge
3 % ri == Regelgröße (für KA = erste Regelgröße = 1)
```

Listing 5.1: Berechnung der Matrix \mathcal{K}_A

Entsprechend der Abbildung 5.9 mit zwei Regelgrößen gilt $n_o = 2$. Die Regelgröße \mathcal{A} wird als erste Regelgröße definiert, wodurch für $r_i = 1$ zu wählen ist. Die Matrix \mathcal{K}_B lässt sich in Matlab[®] in der Form

```
1 %% Berechnung KB (zweite Regelgröße nicht prädiert)
2 KB = K*M;
3 KB = KB(:,ri); % ri == Regelgröße (für KB = zweite Regelgröße = 2)
```

Listing 5.2: Berechnung der Matrix \mathcal{K}_B

berechnen. Die Größe r_i nimmt in diesem Fall den Wert 2 an. Das Produkt aus \mathcal{K} und \mathcal{M} entspricht darin der Matrix \mathcal{K}_{1Red} (Vergleich Abbildung 4.3 und Gleichung 5.5 und 5.17). Für die Dimensionen gilt $\mathcal{K}_{\mathcal{A}} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (H_p)}$ und für $\mathcal{K}_{\mathcal{B}} \in \mathcal{R}^{(n_i) \times (1)}$. Der prädierte Sollverlauf für die Regelgröße \mathcal{A} kann durch einen Vektor der Form

$$w_{\mathcal{A}}(k) = \begin{bmatrix} w_{\mathcal{A}}(k+1|k) \\ w_{\mathcal{A}}(k+2|k) \\ \vdots \\ w_{\mathcal{A}}(k+H_p|k) \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

in die Struktur eingekoppelt werden. Für die Regelgröße \mathcal{B} wird lediglich

$$w_{\mathcal{B}}(k) = w_{\mathcal{B}}(k|k) \quad (5.21)$$

an die Regelung geführt.

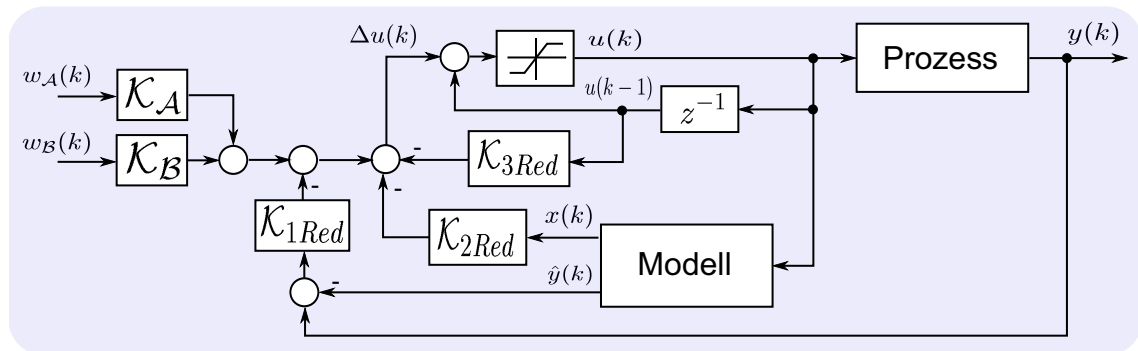


Abbildung 5.9: Implementierungsvariante 5 - Reduzierte Implementierung

Eine weitere Möglichkeit, den Rechenaufwand zu reduzieren, ist die Minimierung der Stützstellen des Sollwertesignals. Dies kann sowohl für alle Regelgrößen (Abbildung 5.1), aber auch für den zuvor betrachteten Fall, dass nur eine bestimmte Anzahl an Führungsgrößen prädiert wird (Abbildung 5.9), erfolgen. Bei geschickter Wahl der Stützstellen verschlechtert sich die Regelgüte dabei nur unwesentlich [73, 74].

Die Idee soll kurz am Beispiel der Antiruckelfunktion aus der Motorsteuerung erläutert werden. In bisherigen Motorsteuerungen erkennt die Antiruckelfunktion Antriebsstrangschwingungen durch einen Vergleich einer dem Fahrerwunsch entsprechenden Modelldrehzahl und der aktuellen gemessenen Motordrehzahl und superpositioniert gegebenenfalls ein Deltamoment auf den Zündwinkelpfad, um die Schwingungen von Motor und Antriebsstrang zu minimieren [13, 15, 207, 216, 245]. Bei dem im KAPITEL 3 vorgestellten Ansatz müssen die Signalanteile der einzelnen Pfade nicht mehr von den einzelnen Steuerungsfunktionen generiert werden. Die Aufteilung auf die einzelnen Stellgrößen erfolgt durch den Mehrgrößenregler selbst, wobei unterschiedliche Regelungsziele (über Wichtungen) verfolgt werden können.

Bei Nutzung einer prädiktiven Regelung ist es nun möglich, den Fahrerwunsch über den Prädiktionshorizont vorzugeben. Diese Vorgabe wird in einer speziellen Fahrverhaltensfunktion generiert.

In Abbildung 5.10 sind zwei Varianten des Führungsgrößenverlaufs skizziert. Im Bild oben ist ein äquidistanter Sollwertverlauf dargestellt. In der unteren Darstellung werden nur einige wenige Stützpunkte für die Prädiktion verwendet, wodurch der numerische Aufwand wesentlich herabgesetzt wird. Der so umgesetzte Algorithmus basiert auf einem modifizierten Gütekriterium (Gleichung 5.22), indem die enthaltenen Differenzen zwischen Soll- und Regelgrößen nur an den mit der Sollwertvorgabe festgelegten Stützstellen i_x bewertet werden. Unterschiede in den Abständen der Stützstellen müssen in den Wichtungen entsprechend berücksichtigt werden. Die genaue Anordnung und die Anzahl der Stützstellen richten sich nach dem Prozessverhalten und den spezifischen Anforderungen an die Regelgüte. Vor allem beim Ottomotor ist es wichtig, einen Sollwert am Ende des Prädiktionshorizontes (einen Endwert) vorzugeben, um beispielsweise die Trägheit des Frischluftpfades zu berücksichtigen.

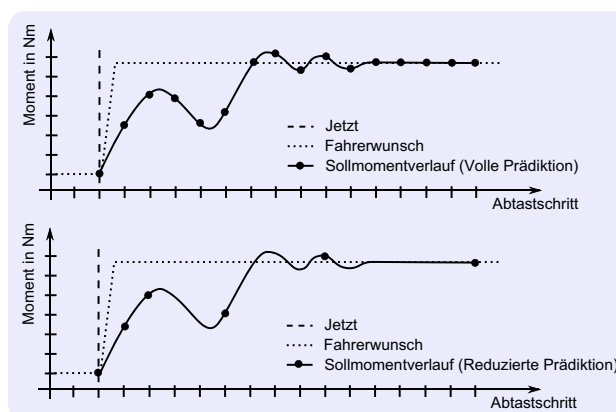


Abbildung 5.10: Führungsgrößenverläufe

$$\begin{aligned}
 J_{i_x}(k) = & \sum_{i_x}^{H_p} (\hat{y}(k + i_x|k) - w(k + i_x|k))^T Q_{i_x} (\hat{y}(k + i_x|k) - w(k + i_x|k)) \\
 & + \sum_{i=0}^{H_u-1} \Delta \hat{u}(k + i|k)^T R_i \Delta \hat{u}(k + i|k)
 \end{aligned} \quad (5.22)$$

Multiratenfähigkeit

Die in KAPITEL 3 vorgeschlagenen Stellpfade zur Regelung des Motormoments bewirken unterschiedlich schnelle Reaktionen und besitzen verschiedene Zeitbasen. So wird zum Beispiel der Frischluftpfad zeitäquidistant behandelt. Die Periodizität des Zündwinkelpfades ist hingegen nicht zeitäquidistant, sondern drehzahlabhängig und erfolgt winkelsynchron. Die verschiedenen Abtastraten (zum Beispiel 1 ms oder 10 ms) werden in der Regel durch ein OSEK/VDX⁹-konformes Echtzeitbetriebssystem zur Verfügung gestellt [41, 205]. Die Prozesse werden prioritätsgesteuert abgearbeitet, wobei ein präemptiver Schedulingmechanismus dafür sorgt, dass Prozesse mit höherer Abtastrate oder höherer Priorität zeitnah verarbeitet werden. Bevor auf Lösungen zur Berücksichtigung der verschiedenen Raster in der Regelung eingegangen wird, sollen wichtige, in aktuellen Steuergeräten verwendete Zeitraster kurz skizziert werden:

SYNCHRO-RASTER - Die Berechnung des optimalen Zündwinkels, die Ausgabe des Zünd-

⁹OSEK/VDX beruht auf einer Initiative der deutschen Automobilindustrie von 1993 (OSEK - „Offene Systeme und deren Schnittstellen für die Elektronik im Kraftfahrzeug“) und der französischen Automobilindustrie von 1988 (VDX - „Vehicle Distributed executive“), um herstellerübergreifend einen einheitlichen Standard für Echtzeitbetriebssysteme zu definieren. Seit Ende der neunziger Jahre gilt OSEK/VDX als Standard bei automobilen Steuergeräten und ist seit 2006 in der ISO17356 vollständig genormt [41].

impulses, das Einspritztiming oder die Geberradfehlerkorrektur sind klassische Beispiele für winkelsynchron abgearbeitete Prozesse. Dieses Raster orientiert sich an der aktuellen Kurbelwellendrehzahl und nimmt bei einem 4-Takt-Vierzylindermotor Abtastzeiten von 50 bis 5 Millisekunden bei einem angenommenen Drehzahlbereich von 600 (Abwürgeschutz) bis 6000 Umdrehungen pro Minute (Maximaldrehzahl) an. Mit der aktuellen Drehzahl n , der Zylinderanzahl $n_{Zylinder}$ und der Anzahl der Umdrehungen pro Zyklus U_{Zyklus} kann die Abtastzeit des winkelsynchronen Rasters mit

$$t_{Synchron} = \frac{U_{Zyklus} \cdot 60}{n \cdot n_{Zylinder}} \quad (5.23)$$

berechnet werden.

1 MS-RASTER - In dem hochfrequenten Ein-Millisekunden-Raster erfolgt die Erfassung, Digitalisierung und Vorverarbeitung von Prozessgrößen, wie zum Beispiel die angesaugte Luftmenge oder der Pumpenstrom der Lambdasonde, welcher der Bestimmung des Gemischverhältnisses dient, um den langsameren Rastern (zum Beispiel Regelungen) stets zeitnahe Messwerte zu liefern. Auch der Drosselklappenlageregelung wird in diesem Raster berechnet.

10 MS-RASTER - Die Berechnung der notwendigen Luftmenge im Zylinder für den aktuell geforderten Arbeitspunkt, die letztendlich ausschlaggebend für die Momentengenerierung an der Kurbelwelle ist, oder die Ermittlung des Sollwertes für die Drosselklappenlageregelung werden im 10 ms-Raster gerechnet. Dieses Raster nimmt im Steuergerät einen hohen Stellenwert hinsichtlich der Gesamtrechnzeit ein.

100 MS-RASTER - Einige Funktionen (zum Beispiel Diagnosefunktionen oder die Temperaturmodellierung) sind für die Momentenregelung nicht von entscheidender Bedeutung und erfordern daher keine hohen Abtastraten.

Weitere, in Steuergeräten übliche Rechenzeitraster sind zum Beispiel 2 ms, 20 ms, 200 ms und 50 ms. Aus dem 200 ms Zeitraster werden zusätzlich einen Takt (200 ms) lange Triggersignale mit 10, 50, 200 und 1000 Sekunden erzeugt [114]. Tasks mit einmaligem Aufruf sind ebenfalls möglich [137].

In Anbetracht dieser unterschiedlichen Zeitraster stellt sich die Frage, wie diese Prozesseigenschaften durch die Regelung berücksichtigt werden kann. Das für die Regelung entstehende Problem soll anhand der folgenden Abbildung (5.11) verdeutlicht werden. Angenommen sei ein aktueller Arbeitspunkt mit einer Drehzahl von 750 Umdrehungen pro Minute. Daraus ergeben sich bei einem 4-Takt-Vierzylindermotor für das winkelsynchrone Rechenraster 40 Millisekunden pro Task.

Wird eine Regeleinrichtung konstant im 10 Millisekunden-Raster abgearbeitet, erzeugt diese zwar für Funktionen des gleichen Rasters korrekte Stellsignale. Für das winkelsynchrone Raster hingegen wird nur jede vierte Stellgrößenänderung realisiert. Neben dem Problem, dass nicht jede geforderte Stellgröße umgesetzt wird, kommt erschwerend hinzu, dass die als Totzeit anzusehende Dauer bis zur nächsten Realisierung der Stellgröße abhängig vom aktuellen Kurbelwellenwinkel ist. Bei einer Drehzahl von 750 Umdrehungen pro Minute alterniert diese zwischen 40 und 0 Millisekunden.

Die Berücksichtigung dieser unterschiedlichen Realisierungszeitpunkte ist von entscheidender Bedeutung für die Regelgüte, da hier der Zeitunterschied zwischen dem winkelsynchro-

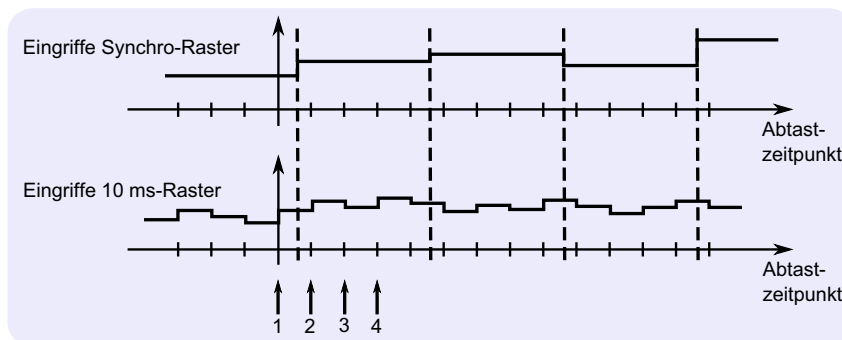


Abbildung 5.11: Eingriffe des 10 Millisekunden- und des Synchro-Rasters bei 750 Umdrehungen pro Minute (Leerlaufbereich)

nen Zeitraster und dem 10 Millisekunden-Raster sehr groß ist (im Leerlaufbereich etwa 40 ms zu 10 ms). Bei einem 4-Takt-Vierzylindermotor und einer Kurbelwellendrehzahl von 3000 U/min entspricht das winkelsynchrone Zeitraster dem des 10 Millisekunden-Rasters. Meist tritt jedoch eine Verschiebung der Zeitpunkte auf. Über eine Drehzahl von 3000 U/min hinaus liegt das winkelsynchrone Raster unter 10 ms. Eine Berücksichtigung der Unterschiede in diesem Bereich ist aufgrund der höheren Dynamikeigenschaften des Prozesses nicht notwendig.

Im Folgenden werden zu diesem Problem verschiedene Lösungsvarianten vorgestellt. Ein Vergleich und eine Bewertung der einzelnen Varianten wird im KAPITEL 6.1.5 anhand von Simulationsuntersuchungen vorgenommen.

VARIANTE A:

In der ersten Lösungsvariante wird die Momenten- und Drehzahlregelung generell im 10 Millisekunden-Raster gerechnet. Für Stellgrößen, die nur winkelsynchron umgesetzt werden können, wird nur der vor dem winkelsynchronen Zeitpunkt zuletzt be-

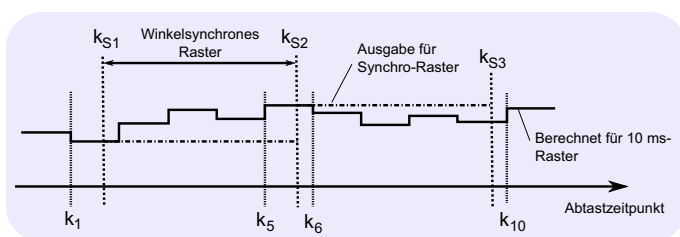


Abbildung 5.12: Multiratenproblem - Lösung A: Zuletzt berechneter Wert wird realisiert

rechnete Stellwert an die entsprechende Stellaktorik geleitet. Vom ermittelten Stellgrößenverlauf $u(k) \dots u(k + H_u)$ wird somit nur ein Wert verwendet. Um diese Reglereinschränkung nicht noch weiter zu verstärken, sollte auch nur der durch den Prozess realisierbare Wert an das Prozessmodell geführt werden, da sonst

der Fehler zwischen Modell und Prozess in der Regelgröße größer wird. In Abbildung 5.12 ist diese Variante grafisch dargestellt. Deutlich ist darin zu erkennen, dass zwar die Stellgrößenänderungen für die winkelsynchron realisierte Stelleinrichtung zu dem 10 Millisekundenzeitpunkten berechnet werden, aber nur der zum jeweiligen Zeitpunkt aktuelle Wert an die Aktorik ausgegeben wird.

VARIANTE B:

Variante B ähnelt der in Variante A vorgestellten Lösung. Der Regler wird weiter komplett

im 10 Millisekunden-Raster berechnet. Allerdings wird für die winkelsynchron arbeitende Stellaktorik ein Mittelwert des vorausberechneten Stellverlaufes ausgegeben. Die Mittelwertbildung erfolgt über eine Anzahl von Abtastschritten entsprechend der aktuellen Synchronzeit (hier zum Beispiel vier). Die ausgegebene Stellgröße würde somit der mittleren Stelleistung über den Stellhorizont entsprechen. Die Dynamik des so entstehenden Filters kann im Prozessmodell integriert werden. Dadurch wird die durch diese Filterung bedingte Dynamik in der Optimierung berücksichtigt. In Abbildung 5.13 ist dargestellt, wie sich der Mittelwert aus dem im 10 Millisekunden-Raster zuletzt berechneten Stellverlauf ergibt.

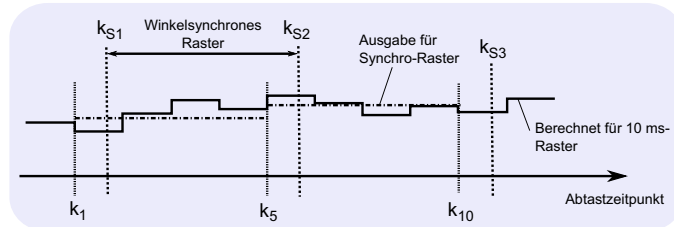


Abbildung 5.13: Multiratenproblem - Lösung B: Mittelwert des Stellverlaufes wird realisiert

VARIANTE C:

In der Variante C wird das Multiratenproblem direkt in den Prädiktionsmatrizen berücksichtigt. Das wird dadurch realisiert, dass bestimmte Stellgrößenänderungen $\Delta U(k)$ nur zu bestimmten Zeitpunkten möglich sind und ansonsten auf den Wert Null gezwungen werden. Die Realisierung erfolgt dabei durch Umsortieren der in Gleichung 5.24 enthaltenen Stellvariablenänderungen.

$$\Delta U(k) = \begin{bmatrix} \Delta \hat{u}_1(k|k) \\ \Delta \hat{u}_2(k|k) \\ \vdots \\ \Delta \hat{u}_{n_i}(k|k) \\ \hline \Delta \hat{u}_1(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta \hat{u}_{n_i}(k+1|k) \\ \hline \vdots \\ \Delta \hat{u}_1(k+H_u-1|k) \\ \vdots \\ \Delta \hat{u}_{n_i}(k+H_u-1|k) \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Darin ist n_i die Anzahl der Systemeingänge. Die in $\Delta U(k)$ enthaltenen Größen lassen sich so umsordieren, dass in dem Vektor zunächst alle Werte der einen Stellgröße über dem Horizont H_u , danach alle Werte der zweiten Stellgröße über dem Stellhorizont und so

weiter stehen. Entsprechend ergibt sich

$$\overline{\Delta\mathcal{U}(k)} = \begin{bmatrix} \Delta\hat{u}_1(k|k) \\ \Delta\hat{u}_1(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta\hat{u}_1(k+H_u-1|k) \\ \hline \Delta\hat{u}_2(k|k) \\ \Delta\hat{u}_2(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta\hat{u}_2(k+H_u-1|k) \\ \hline \vdots \\ \hline \Delta\hat{u}_{n_i}(k|k) \\ \Delta\hat{u}_{n_i}(k+1|k) \\ \vdots \\ \Delta\hat{u}_{n_i}(k+H_u-1|k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta\mathcal{U}_1(k) \\ \Delta\mathcal{U}_2(k) \\ \vdots \\ \Delta\mathcal{U}_{n_i}(k) \end{bmatrix}. \quad (5.25)$$

Durch Modifikation der Matrix Θ mit

$$\overline{\Theta} = \Theta\Theta_x \quad (5.26)$$

kann die Umsortierung in der Prädiktionsgleichung 4.22 entsprechend

$$\mathcal{Y}(k) = \Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) + \overline{\Theta}\overline{\Delta\mathcal{U}(k)}. \quad (5.27)$$

berücksichtigt werden. $\overline{\Delta\mathcal{U}(k)}$ und $\overline{\Theta}$ sind darin die umsortierten Größen nach Gleichung 5.25 und 5.26.

Mit Hilfe der Matrix Θ_x wird darin die Umsortierung realisiert. Die Matrixstruktur hängt dabei von der verbleibenden Zeit bis zur nächsten Stellgrößenausgabe ab. Im Bild 5.11 dargestellten Beispiel könnten das 1, 2, 3 oder 4 Rasterschritte im 10 ms-Raster sein.

In diesem Beispiel wird angenommen, dass zwischen den Abstraten ein ganzzahliges Verhältnis besteht und die erste Stellgröße um das Vierfache schneller als die zweite Stelleinrichtung abgetastet wird. Bei der Berechnung des optimalen Stellgrößenverlaufs darf sich die mit der geringeren Rate abgetastete Stellgröße (im Synchro-Raster realisierte Stelleinrichtung) nur jeweils zu den niederfrequenten Abtastzeitpunkten ändern. Bei jedem Optimierungsschritt muss die aktuelle Position innerhalb des größeren Abtastintervalls berücksichtigt werden. Die möglichen Positionen für das Beispiel sind im Bild 5.11 durch die Pfeile und Ziffern gekennzeichnet. Für die folgenden Erläuterungen sei hier der Stellhorizont der Einfachheit halber mit vier angenommen. Für den Fall 1 ergeben sich für die höherfrequent abgetastete Stellgröße vier Werte, für die zweite Stellgröße nur ein Wert innerhalb des (größeren) Abtastintervalls. Für den Fall 1 sind also die Stellgrößenänderungen

$$\overline{\Delta\mathcal{U}(k)} = \begin{bmatrix} \Delta\hat{u}_1(k|k) \\ \Delta\hat{u}_1(k+1|k) \\ \Delta\hat{u}_1(k+2|k) \\ \Delta\hat{u}_1(k+3|k) \\ \hline \Delta\hat{u}_2(k|k) \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

zu berechnen. Für die Änderung der Stellgröße 2 (im Synchro-Raster realisierte Stelleinrichtung) wird nur ein Wert für den k 'ten Abtastschritt berechnet, da sich diese Stellgröße in den nachfolgenden drei Abtastschritten nicht mehr ändern darf. Die Forderung lässt sich in den für die Optimierung verwendeten Prädiktionsgleichungen berücksichtigen, indem die Variablen entsprechend ausgekoppelt werden. Dazu werden die durch Umsortierung modifizierten Gleichungen 5.25 bis 5.27 verwendet. Für das Beispiel wird die Prädiktionsgleichung

$$\mathcal{Y}(k) = \Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) + \bar{\Theta} \begin{bmatrix} \Delta \hat{u}_1(k|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+1|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+2|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+3|k) \\ \frac{\Delta \hat{u}_2(k|k)}{\Delta \hat{u}_2(k+1|k) = 0} \\ \Delta \hat{u}_2(k+1|k) = 0 \\ \Delta \hat{u}_2(k+2|k) = 0 \\ \Delta \hat{u}_2(k+3|k) = 0 \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

zu

$$\mathcal{Y}(k) = \Psi x(k) + \Upsilon u(k-1) + \underbrace{\Theta}_{\Theta_1} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{u}_1(k|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+1|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+2|k) \\ \Delta \hat{u}_1(k+3|k) \\ \frac{\Delta \hat{u}_2^*(k|k)}{\Delta \hat{u}_2^*(k+1|k) = 0} \end{bmatrix}. \quad (5.30)$$

Die in einem Optimierungsschritt berechnete Stellgrößenänderung $\Delta \hat{u}_2^*(k|k)$ wird damit der Position 1 aus Abbildung 5.11 zugeordnet. Entsprechend ergeben sich die Prädiktionsgleichungen für die Positionen 2 bis 4 durch Änderung der Matrix Θ_x . Für Θ_2 , Θ_3 und Θ_4 folgt:

$$\Theta_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \Theta_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ und } \Theta_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Das Multiratenproblem kann demnach einfach durch die Modifizierung der Matrix Θ gelöst werden.

VARIANTE D:

Eine ähnliche Lösung kann über die Wichtungsmatrix R der Stellgrößen realisiert werden,

indem diese zu den Zeitpunkten, an denen keine Stellgrößenänderungen zulässig sind, auf einen möglichst großen Wert gesetzt werden. Änderungen der Synchronstellgrößen sind dann nur zu den Synchro-Zeitpunkten „erwünscht“. Ähnlich wie in dem zuvor betrachteten Lösungsvorschlag werden hier die Wichtungen für die schneller abgetastete Stelleinrichtung nicht modifiziert. Bei der langsamer abgetasteten Stelleinrichtung erfolgt jedoch eine Anpassung in der beschriebenen Weise. Die Wichtungseinträge zu den Abtastzeiten, an denen keine Stellgrößenänderungen zulässig sind, werden auf einen sehr hohen Wert gesetzt. Dies führt dazu, dass im Grenzfall für $R_i \rightarrow \infty$ die Stellgrößenänderungen vollständig unterdrückt werden. Zusammenfassend ist diese Variante in Abbildung 5.14 dargestellt. Sowohl Stellgrößenänderungen des 10 ms-Rasters als auch des Synchro-Rasters sind skizziert. Ist die Wichtung R für die Synchronstellgröße groß folgt entsprechend keine Stellgrößenänderung ($\Delta u(k) = 0$).

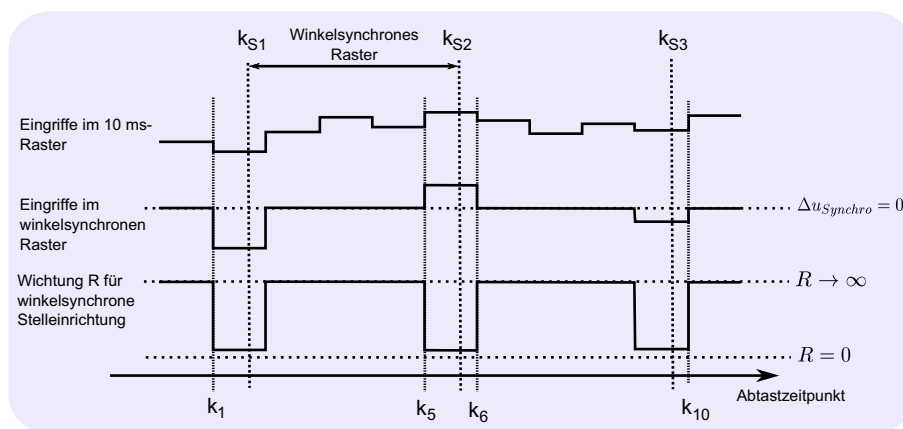


Abbildung 5.14: Multiratenproblem - Lösung D: Bestrafung verbotener Stelleingriffe über die Wichtungsparameter

VARIANTE E:

Eine weitere Möglichkeit für die Lösung des Multiratenproblems besteht darin, die Stellgrenzen aktiv in der Regelung zu berücksichtigen. Sind zu einem Abtastzeitpunkt Stellgrößenänderungen nicht zulässig, werden die obere und untere Grenze je auf den Wert der zuvor berechneten Stellgröße gesetzt. Eine Stellgrößenänderung wird in diesem Fall durch die Grenzen (Null) verhindert. Diese Variante erfordert jedoch die Implementierung der modellprädiktiven Regelung mit Berücksichtigung der Stellgrenzen (Quadratische Programmierung) und führt damit zu einer Erhöhung der Rechenoperationen.

Multimodelle

Wie bei der Herleitung der Reglerstruktur in KAPITEL 3 erläutert, lässt sich der Prozess aus Sicht der Momentenregelung wegen der unterlagerten Regelkreise und der Transformationsfunktionen mit guter Näherung durch lineare Modelle beschreiben. Im Fahrbetrieb des Motors bleibt der Arbeitspunkt zumeist über längere Zeit konstant [37]. Die dennoch vorhandene Abhängigkeit der Dynamik zum Beispiel von der Drehzahl lässt sich mit Hilfe mehrerer linearer Modelle (Multimodelle) in der Regelung berücksichtigen.

Durch Prüfstandsmessungen konnte gezeigt werden, dass beispielsweise die Dynamik des

Frischluftpfades bei einem Verbrennungsmotor von der Drehzahl abhängt, während die aktuelle Last einen eher geringen Einfluss hat. Im Bild 5.15 sind Lastsprünge für zwei unterschiedliche Drehzahlen dargestellt. Wie daraus ersichtlich wird, kann die Dynamik des Frischluftpfades ausreichend genau durch eine Übertragungsfunktion 1. Ordnung der Form

$$G_{M_M_{Frischluf}}(s) = \frac{K}{Ts + 1} \quad (5.32)$$

beschrieben werden. Die Zeitkonstante T hängt dabei von der Drehzahl ab. Diese Abhängigkeit wurde für unterschiedliche Drehzahlen am Prüfstand ermittelt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.16 dargestellt. Im Drehzahlbereich zwischen Leerlaufdrehzahl und 4000 Umdrehungen pro Minute ist eine lineare Abhängigkeit von Zeitkonstante und Drehzahl für den untersuchten Motor zu erkennen. Oberhalb von 4000 Umdrehungen pro Minute steigt die Zeitkonstante wieder an. Der Grund dafür liegt in der konservativen Bedatung des Füllungsreglers.

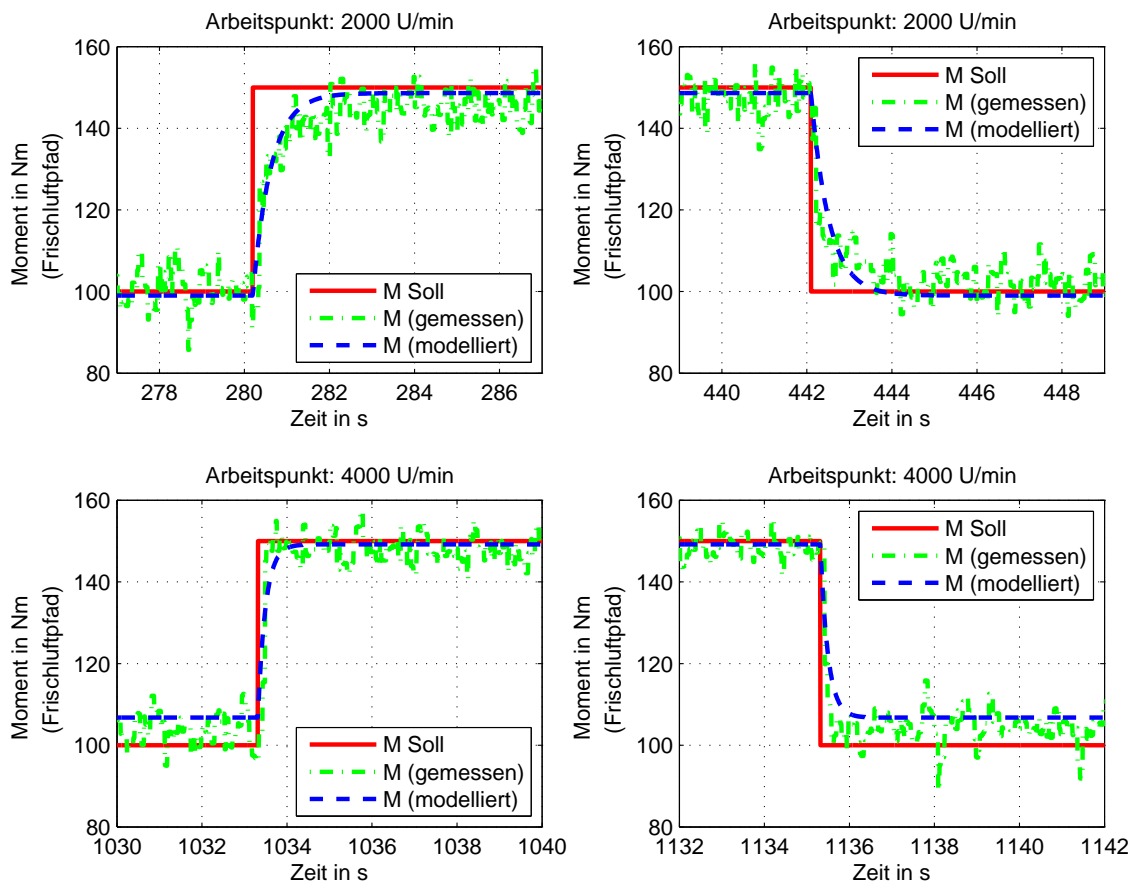


Abbildung 5.15: Prozessverhalten Füllungspfad¹⁰

¹⁰ M entspricht hier dem Moment über den Frischluftpfad (M_{Luft})

Durch diese arbeitspunktabhängigen Dynamikeigenschaften des Frischluftpfades ist es vorteilhaft, die Regelung an die sich ändernden Arbeitspunkte anzupassen. Dies lässt sich zum Beispiel durch einen Multimodellansatz [23, 115, 116] realisieren. Bei diesem Ansatz wird der Arbeitsbereich in kleinere Teilbereiche unterteilt und für jeden dieser Bereiche ein lineares Prozessmodell parametrisiert. Der prädiktive Regler nutzt das entsprechend des aktuellen Arbeitspunktes gültige Modell und berechnet die Stellgrößen. Eine Überblendfunktion sorgt für die Vereinigung der lokalen Modelle, wobei der Übergang möglichst sanft zu realisieren ist. Aus diesem Grund ist statt einer Rechteckfunktion (hartes Umschalten) beispielsweise eine sigmoide Überblendfunktion vorteilhafter. Die Ermittlung des gültigen Modells erfolgt entsprechend des aktuellen Arbeitspunktes (beim Frischluftpfad durch die Drehzahl), kann aber auch durch andere Ansätze [120, 154, 254] erfolgen.

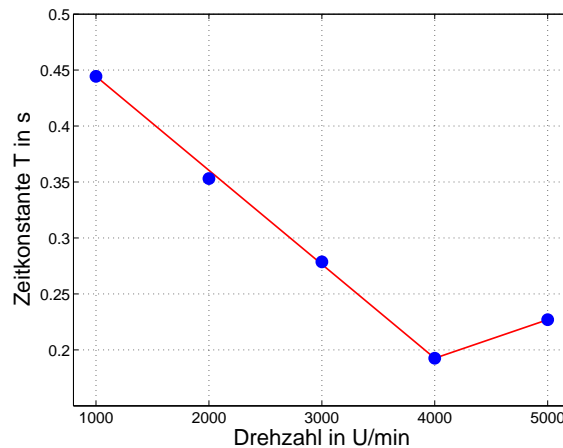


Abbildung 5.16: Zeitkonstante T in Abhängigkeit der Drehzahl (Frischluftpfad)

Zur Reduzierung der Rechenzeit werden bei Anwendung der modellprädiktiven Regelung nach Abbildung 5.3 die nötigen Matrizen fest bedatet. Auch bei Verwendung der Variante nach [24, 26] mit Berücksichtigung der Stellbeschränkungen werden zugunsten der Rechenlast die modellabhängigen Matrizen (zum Beispiel Θ) bereits weitgehend bei der Erstellung der Reglerfunktion parametrisiert und können im Nachhinein nicht verändert werden. Ein Multimodellansatz kann dennoch realisiert werden, indem für die analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung lediglich einige Reglerpaare (\mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 in Abbildung 5.3) hinterlegt und entsprechend des aktuellen Arbeitspunktes gewählt werden.

Für den Fall, dass sich Teilprozesse durch einfache Übertragungsfunktionen der Form 5.32 beschreiben lassen, kann die Abhängigkeit der darin enthaltenen Zeitkonstante von der Drehzahl sehr einfach im Prozessmodell des Reglers berücksichtigt werden. Dafür kann zum Beispiel die vereinfachte Differenzgleichung 5.33 verwendet werden. Die darin verwendete drehzahlabhängige Zeitkonstante $T(n)$ kann zum Beispiel mit Hilfe von Kennlinien generiert werden. Die Näherung gilt allerdings nur für den Fall, dass der Prozess für längere Zeit an einem Arbeitspunkt betrieben wird (Einschwingphase, stationäres Verhalten).

$$y(k+1) = \left(1 - \frac{T_0}{T(n)}\right) y(k) + K \frac{T_0}{T(n)} u(k) \quad (5.33)$$

Wählt man die Dynamik des im Regler verwendeten Modells langsam gegenüber der Dynamik des Prozesses, erhöht sich im Allgemeinen die Robustheit der Regelung. Nachteilig ist jedoch eine geringere Regelgüte. Andernfalls, wenn die Dynamik des internen Modells schneller als der eigentliche Prozess gewählt wird, kann ein starkes Überschwingen oder gar instabiles Verhalten die Folge sein. Dies liegt an der Prädiktion. Diese impliziert eine

wesentlich schnellere Streckendynamik, was in Hinblick auf den realen Prozess zu unangebrachten Stellaktionen und somit gegebenenfalls zur Instabilität führen kann [23].

5.2 Applikation

Bei der beschriebenen analytischen Lösung für die modellprädiktive Regelung sind die Matrizeninhalte (Matrizen \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3) entscheidend für die Regelgüte. Im Gegensatz zu den klassischen PID-Regelungen, bei denen die Reglerparameter durch Applikationsingenieure zumeist direkt eingestellt werden, müssen die Matrizen des MP-Reglers modellbasiert eingestellt werden. Die Applikationsparameter sind hier nicht mehr die Reglerparameter selbst, sondern indirekt wirkende Größen wie die Wichtungen oder die Horizonte. Außerdem hat die Qualität der Prozessmodelle entscheidenden Einfluss auf die Regelgüte. Damit ergibt sich eine neuartige Applikationsmethodik. In Abbildung 5.17 ist der Ablauf der Applikation skizziert. Ein Vorteil dieser Methodik liegt darin, dass der Ablauf rechnergeführt erfolgen kann. Sowohl die Modellierung als auch die Wahl der Wichtungparameter kann durch Entwurfswerkzeuge vereinfacht und beschleunigt werden.

Für die Applikation des MP-Reglers müssen die im KAPITEL 3 beschriebenen unterlagerten Regelungen sowie die Transformationsfunktionen parametrisiert sein (I).

Die Modellbildung erfolgt anhand von Identifikationsmessungen. Dabei müssen die Wirkungen aller Stellgrößen auf alle Regelgrößen in verschiedenen Drehzahl- und Lastbereichen ermittelt werden. Die Parameter für die Modellbildung werden rechnergestützt zum Beispiel durch Optimierung bestimmt (II und III).

Die Reglermatrizen können anschließend mit den gewählten Einstellparametern (H_p , H_u , Q und R) und dem Prozessmodell rechnergestützt berechnet werden (IV und V). Für die Wahl der Einstellparameter sei hier auf KAPITEL 4.2 verwiesen.

Mit einem Funktionstest (zum Beispiel Simulation) kann die Regelgüte abgeschätzt werden (VI und VII). Entspricht die erreichte Regelgüte nicht den Anforderungen, sollten in erster Linie die Wichtungen Q und R überprüft und gegebenenfalls korrigiert werden. Führt dies zu keiner oder nur geringer Verbesserung, ist eine Überprüfung der Horizonte H_p und H_u , der Modelle (A , B , C , D) oder gar der Funktionen (unterlagerte Regelkreise,

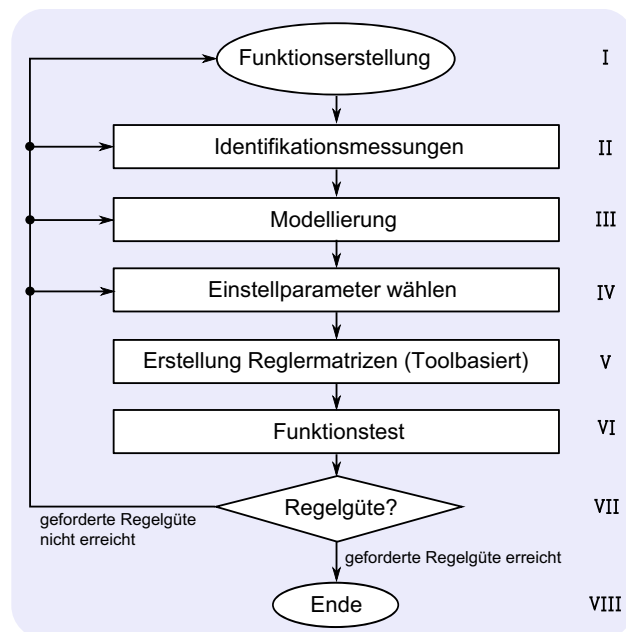


Abbildung 5.17: Ablaufplan bei der Bedatung einer modellprädiktiven Regelung

Transformationsfunktionen, Mehrgrößenregler) notwendig. Wird andernfalls die geforderte Regelgüte erreicht, können die Reglermatrizen im Steuergerät mit den erhaltenen Werten für \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 parametrisiert werden. Die Applikation ist damit beendet (VIII).

5.3 Zusammenfassung

Der in KAPITEL 4 beschriebene Basisansatz der modellprädiktiven Regelung wurde in diesem Kapitel hinsichtlich der praktischen Anwendbarkeit modifiziert beziehungsweise erweitert.

Es wurden verschiedene Implementierungsvarianten vorgestellt und eine allgemeine und übersichtliche Struktur abgeleitet. Die einzelnen Implementierungsmöglichkeiten unterscheiden sich im Wesentlichen darin, dass entweder prädizierte Führungs- und Stellgrößenverläufe berücksichtigt werden oder der Führungsverlauf als konstant angenommen werden kann. Für den Fall, dass die Größen über den Prädiktionshorizont konstant sind, konnte der numerische Aufwand durch Strukturvereinfachungen wesentlich reduziert werden. Für prädizierte Soll- und Störgrößenverläufe wurde eine Vereinfachung durch nichtäquidistante Vorgaben und eine entsprechende Modifikation des Gütekriteriums erreicht. Damit konnte die Forderung nach der Steuergeräte- beziehungsweise Echtzeitfähigkeit des Reglers erfüllt werden.

Durch die Überführung des Reglers in eine Modellfolgeregelung wurde erreicht, dass Stör- und Führungsverhalten unterschiedlich parametrisiert werden können. Außerdem lassen sich damit bekannte Methoden zur Fehlerdiagnose nutzen.

Für das Multiratenproblem wurden fünf verschiedene Lösungsansätze untersucht. Sowohl die vorgestellte Mittelwertmethode als auch die Ansätze auf der Basis modifizierter Gütekriterien sind für die Implementierung geeignet.

Die Abhängigkeit der Prozessdynamik von der Drehzahl des Motors lässt sich durch einen Multimodellansatz berücksichtigen. Bei den im KAPITEL 6 beschriebenen praktischen Untersuchungen wurde allerdings deutlich, dass eine konstante Reglereinstellung einen sehr großen Arbeitsbereich abdeckt.

Ein Ziel der Ableitung der im KAPITEL 5 beschriebenen unterschiedlichen Implementierungsvarianten lag darin, die Transparenz und Nachvollziehbarkeit der Reglerreaktionen zu verbessern. Die im Bild 5.5 dargestellte Struktur erfüllt diesen Anspruch.

Die am Anfang des Kapitels formulierten Forderungen an die Reglerimplementierung konnten damit weitgehend erfüllt werden. Außerdem werden durch die Modifikationen und Erweiterungen die letzten vier in der Einleitung formulierten Anforderungen an die Regelung berücksichtigt.

6 Implementierung und praktische Untersuchungen

Im folgenden Kapitel wird die im KAPITEL 3 abgeleitete Reglerstruktur hinsichtlich ihrer Anwendung als Momenten- und Drehzahlregler untersucht. Dabei kommen die im KAPITEL 5 beschriebenen Implementierungsvarianten des prädiktiven Reglers zum Einsatz.

Die praktischen Untersuchungen des Reglers wurden in drei Schritten vorgenommen. Für die Entwicklung des Reglers und prinzipielle Untersuchungen wurde zunächst ein komplexes Simulationsmodell verwendet. Dieses Modell basiert auf Arbeiten von BOHN ET AL. [39] und wurde für die Regleruntersuchungen hinsichtlich der hier gegebenen Anforderungen erweitert beziehungsweise angepasst. In einem zweiten Schritt wurden Tests an Prüfstandsmotoren vorgenommen. Für grundlegende Echtzeituntersuchungen wurde ein einfacher Labormotorprüfstand (Einzylinder) aufgebaut und mit der entsprechenden Mess- und Steuerungstechnik ausgestattet. Weitere Prüfstandsuntersuchungen wurden an einem Vierzylindermotor mit Aufladung und Direkteinspritzung durchgeführt. Schließlich wurde der Regler im Realbetrieb mit Hilfe einer speziellen Bypassstechnik direkt im Steuergerät eines Fahrzeugs getestet.

6.1 Simulationsuntersuchungen

Die nachfolgend beschriebenen Simulationsuntersuchungen basieren auf der Nutzung eines komplexen nichtlinearen Motormodells unter Matlab[®]/Simulink[®]. Dabei wurden nicht nur die physikalischen Vorgänge im Verbrennungsmotor, sondern auch Teile der Steuergerätefunktionalität modelliert. Mit Hilfe des Modells wurden die folgenden Probleme analysiert:

- prinzipielle Untersuchung und Vergleich der analytischen Lösung (ohne direkte Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen) mit der im KAPITEL 4 beschriebenen Lösung auf der Basis der quadratischen Programmierung (direkte Berücksichtigung von Stellgrenzen).
- Vergleich der im KAPITEL 5 beschriebenen Varianten der Führungsgrößenprädiktion
- experimentelle Untersuchungen zur Robustheit und Parameterabhängigkeit (Abhängigkeit des Regelungsverhaltens von den Wichtungen und von der Modellgenauigkeit)
- Untersuchungen zum Multiratenproblem
- Analyse der Wirkung der Störgrößenaufschaltung
- Echtzeituntersuchungen (Hardware in the Loop - Simulation)

Im Abschnitt 6.1.1 wird das hier verwendete Simulationsmodell skizziert. Dieses Modell beschreibt nicht exakt den Verbrennungsmotorprozess, sondern modelliert nur die middle-

ren Zusammenhänge zwischen Stellgrößen und Motormoment beziehungsweise der Drehzahl (Mean Value Engine Model, MVEM). Da die hochfrequenten Vorgänge während der Verbrennung durch den Regler nicht zeitgleich beeinflusst werden können, ist eine solche Mittelwertbetrachtung des Motorverhaltens hier ausreichend. Der Abschnitt 6.1.1 enthält außerdem eine kurze Übersicht zu anderen, aus der Literatur bekannten Modellierungsansätzen.

6.1.1 Modellierung

Für die Beschreibung von Verbrennungsmotorprozessen ist aus der Literatur eine Reihe von Modellierungsansätzen bekannt [184]. Bei einigen dieser Ansätze wird das Ziel verfolgt, die hochdynamischen Vorgänge der Verbrennung möglichst exakt zu beschreiben. Bei diesen Cylinder by Cylinder Engine Models (CCEM) [20, 179, 199] werden nicht nur die verbrennungsmotorischen Prozesse, sondern auch die mechanische und thermische Dynamik sehr detailliert beschrieben.

Für die Entwicklung von Regelungen und Steuerungen für Motorsteuergeräte werden zumeist die Mean Value Engine Models (MVEM)¹¹ bevorzugt, da diese Modelle das wesentliche Verhalten der Maschine in dem interessierenden Frequenzbereich widerspiegeln. Solche Modelle sind zum Teil direkt in den Motorsteuerungen implementiert (zum Beispiel Füllungsmodell). Der Begriff MVE-Modell wurde erstmals von HENDRICKS [95] verwendet und hat sich als allgemeine Bezeichnung durchgesetzt. Die Modelle bilden die Dynamik des Motors zumeist gemittelt über alle Zylinder ab. Beispiele für solche Modelle finden sich in [47, 51, 96, 97, 171, 196, 227].

Die CCE- und die MVE- Modelle berücksichtigen nicht die Ortsabhängigkeit der Verbrennungsverläufe. Diese Modelle werden als nulldimensionale Verbrennungsmotormodelle bezeichnet. Bei den Ein- und Mehrzonenmodellen wird die Ortsabhängigkeit in der Modellierung hingegen berücksichtigt. Das führt allerdings zu einem erheblichen Rechenaufwand. Anwendung finden solche Modelle bei der Auslegung und konstruktiven Gestaltung der Motoren. Für die Steuergeräteentwicklung sind diese Modelle nicht praktikabel. Eine Übersicht und Klassifizierung der verschiedenen Modellierungsansätze findet sich zum Beispiel in OFFER [184].

In einigen Veröffentlichungen werden die Begriffe Whitebox-, Graybox- oder Blackbox-Modell verwendet [128, 146, 195, 231]. Whitebox-Modelle basieren weitgehend auf physikalischen Gesetzen, sind aber aufgrund komplexer, verkoppelter und schwer parametrierbarer Strukturen nicht praktikabel. Bei den Graybox-Modellen werden zwar weiterhin grundlegende physikalische Zusammenhänge berücksichtigt, die physikalischen Modelle werden aber durch vereinfachte empirisch ermittelte Modellanteile ersetzt. Blackboxmodelle beschreiben lediglich das Ein- und Ausgangsverhalten der Prozesse. Der physikalische Prozesshintergrund spiegelt sich lediglich in der Anzahl der Zustände der Modelle wider.

Das verwendete komplexe Verbrennungsmotormodell besteht aus einer Kombination von physikalischen Modellen und Teilen aus dem Funktionsrahmen eines Steuergerätes und wurde mit der Entwicklungsumgebung Matlab[®]/Simulink[®] auf der Basis der in [39] beschriebenen Arbeiten erstellt. Eine Kombination der physikalischen Zusammenhänge des Motors mit der Steuergerätefunktionalität ist notwendig, weil zur Regelung des Motors ei-

¹¹in [86] auch mit Mean Value Models (MVM) bezeichnet

ne momentenbasierte Architektur [82, 86, 90, 94, 207] verwendet wird und die Stellgrößen keine realen Größen, sondern nur noch virtuelle Größen sind [39]. Das der Entwicklung des Momentenreglers als Grundlage dienende Modell berücksichtigte zunächst lediglich den Füllungs- und den Zündwinkelpfad. Zur Bewertung des Leistungsvermögens der Verfahren in der Anwendung wurde das Modell durch weitere Stelleinrichtungen, wie zum Beispiel dem Lambdaeinfluss, ergänzt. In Abbildung 6.1 ist das für die Untersuchungen verwendete Gesamtmodell skizziert.

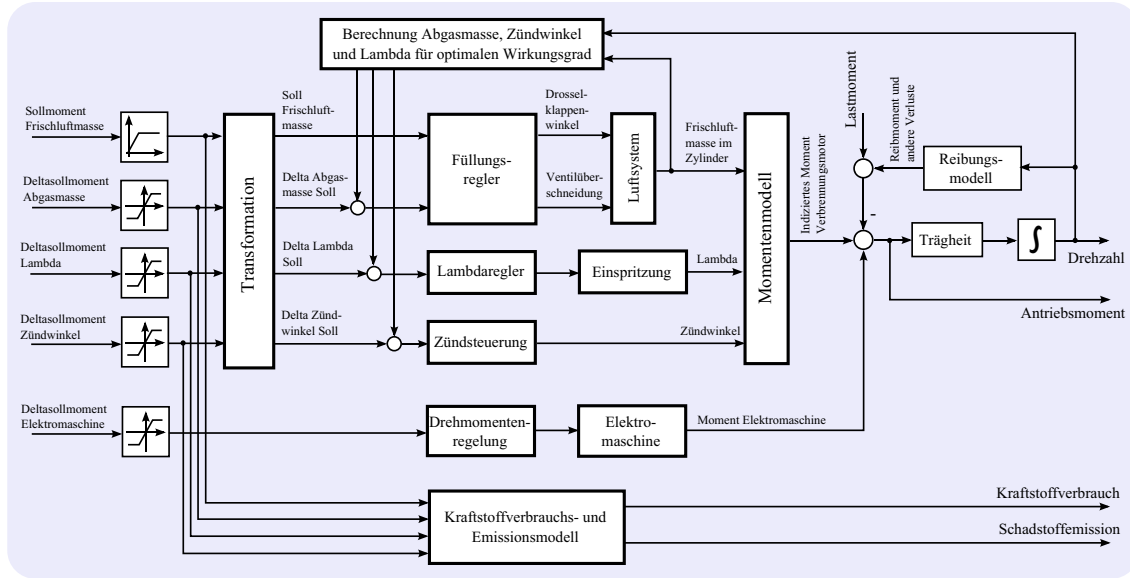


Abbildung 6.1: Simulationsmodell

Bei momentenbasierten Strukturen zur Regelung von Verbrennungskraftmaschinen wird in der Regel zwischen verschiedenen Bezugsmomenten unterschieden. Die wichtigsten dieser Bezugsmomente sollen nachfolgend kurz erläutert werden.

Das indizierte Motormoment $M_{Indiziert}$ ist das vom Motor realisierte Moment¹². Es kann aus dem Druckverlauf berechnet werden [112]. Das maximal indizierbare Moment ist das Moment bei optimaler Verbrennung $M_{Optimum}$. Das optimale Moment ist abhängig von der Drehzahl und der Frischluftfüllung. Der Wirkungsgrad η wird von verschiedenen Einstellungen, wie zum Beispiel dem Zündzeitpunkt, beeinflusst.

$$M_{Indiziert} = \eta M_{Optimum} \tag{6.1}$$

Aufgrund der in KAPITEL 2 beschriebenen Anforderung hinsichtlich Emission und Motorsicherheit (Motorklopfen) kann das optimale Moment in der Regel nicht realisiert werden. Der in dieser Hinsicht maximal erreichbare Wirkungsgrad wird in heute üblichen Motorsteuerungen als Basiswirkungsgrad η_{Basis} bezeichnet [39, 245]. Das daraus resultierende maximale Moment ist das Basismoment M_{Basis} . Das Basismoment ist das Produkt aus dem Optimalmoment und dem Basiswirkungsgrad.

$$M_{Basis} = \eta_{Basis} M_{Optimum} \tag{6.2}$$

¹² $M_{Indiziert}$ - vom indizierten Zylinderdruck

Unter der Momentenreserve $M_{Reserve}$ versteht man ein Differenzmoment zwischen dem Basismoment und dem tatsächlich indizierten Moment. Die Momentenreserve wird für schnelle positive Momenteneingriffe über den Zündpfad benötigt.

$$M_{Reserve} = M_{Basis} - M_{Indiziert} \quad (6.3)$$

Neben dem Füllungspfad als Hauptstellpfad sind, wie in Abbildung 6.1 zu erkennen, der Abgaspfad, der Kraftstoffpfad und der Zündwinkelpfad als so genannte Hilfspfade modelliert.

Ein durch den Drehzahl/Momentenregler gefordertes Sollmoment über den Füllungspfad wird in der Transformationsfunktion in eine Sollfüllung umgerechnet. Diese wird durch den Füllungsregler eingestellt. Unterlagert dazu ist ein Modell basierend auf der Gasgleichung 6.4 zur Modellierung der Saugrohrdynamik implementiert. Dieses berücksichtigt die durch den Füllungsregler geforderten Drosselklappenwinkel und die für die Abgasrückführung notwendige Ventilüberschneidung.

$$\dot{p}_{Saugrohr} = \frac{R_{Gas} T_{Saugrohr}}{V_{Saugrohr}} \cdot (\dot{m}_{Drosselklappe} - \dot{m}_{Zylinder}) \quad (6.4)$$

Zur Modellierung des Massenstroms in den Brennraum $\dot{m}_{Zylinder}$ werden zwei nichtlineare Funktionen in Form von Kennfeldern verwendet. Die aktuelle Drehzahl und Ventilüberschneidung sind darin die veränderlichen Größen. Detailliertere Modelle zur Beschreibung des Luftsystems sind zum Beispiel in [20, 86, 170] zu finden.

Der realisierte Zündwinkel und die eingespritzte Kraftstoffmasse werden über Kennfelder bei der Berechnung des indizierten Momentes einbezogen (siehe auch KAPITEL 2). Unter Berücksichtigung eines konstanten Massenträgheitsmomentes J_M kann die Kurbelwellendrehzahl wie folgt berechnet werden

$$\dot{n} = \frac{60}{2\pi J_M} (M_{Indiziert} - M_{Reibung} - M_{Last}). \quad (6.5)$$

Darin ist $M_{Indiziert}$ das indizierte Moment, $M_{Reibung}$ das Reibmoment und M_{Last} das Lastmoment. Die Reibungs- und Drosselverluste hängen nichtlinear von der Kurbelwellendrehzahl und dem Massenstrom in den Brennraum ab und werden mittels Kennfelder modelliert. Das indizierte Moment ergibt sich nach Gleichung 6.1 unter Berücksichtigung des Zündwinkel- und Lambdawirkungsgrades zu

$$M_{Indiziert} = M_{Optimum} \cdot \eta_{Zündung} \cdot \eta_{Lambda} \quad (6.6)$$

mit dem optimalen Moment $M_{Optimum}$, dem Zündwinkelwirkungsgrad $\eta_{Zündung}$ und dem Lambdawirkungsgrad η_{Lambda} .

Das Antriebsmoment an der Kupplung $M_{Kupplung}$ entspricht dem Differenzwert von indiziertem Moment und Reibmoment

$$M_{Kupplung} = M_{Indiziert} - M_{Reibung}. \quad (6.7)$$

Weitere Antriebsstrangmodelle werden in [22, 31, 127, 132, 144] beschrieben. Im Bild

6.1 dargestellten Momentenmodell wurden sowohl Temperaturänderungen als auch die Dynamik des Drosselklappenlageregelkreises vernachlässigt. Weiterhin wird vereinfacht angenommen, dass das Massenträgheitsmoment des Motors konstant bleibt und keine Zylinderausblendung für die Momentensteuerung angewendet wird.

Zur Analyse des Reglerverhaltens in einer Hybridumgebung wurde das Modell um eine Elektromotorkomponente erweitert. Um der in KAPITEL 3 beschriebenen Momentenschnittstelle des Reglers gerecht zu werden, wurde auch für den Elektroantrieb eine unterlagerte Drehmomentenregelung implementiert. Wegen der einfachen Struktur des E-Maschinenmodells [10, 150, 166] war dafür ein einfacher PI-Regler ausreichend. Die Elektromaschine und der Verbrennungsmotor wirken als eigenständige Antriebselemente auf die gleiche Kurbelwelle. Über diese starre Verbindung ist die entsprechende Verkopplung der beiden Momente gegeben. Damit ist auch die Drehzahl des Verbrennungsmotors gleich der des Elektroantriebes.

Neben den Modellen für das Gesamtmoment und die Drehzahl ist im Bild 6.1 auch ein Block zur Modellierung des Schadstoffausstoßes und des Kraftstoffverbrauches hinterlegt. Diese Modelle spiegeln das tatsächliche Verhalten nur tendenziell wieder, da die physikalischen und chemischen Zusammenhänge nur schwer modelliert werden können. Genauere Modelle ließen sich auf Basis von [169, 178] zur Emission beziehungsweise von [2, 13, 249] zum Kraftstoffverbrauch entwickeln. Im Rahmen der hier vorgestellten Entwicklung sind die genannten einfachen Modelle ausreichend.

Aus dem in Abbildung 6.1 dargestellten nichtlinearen Simulationsmodell lässt sich das folgende lineare Modell¹³ für den Momentenregler gewinnen. Dieses Modell entspricht der in KAPITEL 3 abgeleiteten Struktur.

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \\ \Delta M_{AGR_{Ist}} \\ \Delta M_{EM_{Ist}} \\ m_K \\ \beta_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_MH} & G_{M_ZW} & G_{M_λ} & G_{M_AGR} & G_{M_EM} \\ G_{n_MH} & G_{n_ZW} & G_{n_λ} & G_{n_AGR} & G_{n_EM} \\ 0 & G_{ZW_ZW} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{λ_λ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{AGR_AGR} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{EM_EM} \\ G_{m_K_MH} & G_{m_K_ZW} & G_{m_K_λ} & G_{m_K_AGR} & 0 \\ G_{\beta_E_MH} & G_{\beta_E_ZW} & G_{\beta_E_λ} & G_{\beta_E_AGR} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{\lambda_{Soll}} \\ \Delta M_{AGR_{Soll}} \\ \Delta M_{EM_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Darin ist m_K die Kraftstoffmasse und β_E die Schadstoffemission. Da bei den in Abschnitt 6.3 beschriebenen Fahrzeugtests lediglich der Frischluft- und der Zündpfad für Eingriffe freigegeben waren, wurde für die Simulationsuntersuchungen ein entsprechendes Modell der Form

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_MH} & G_{M_ΔM_{ZW}} \\ G_{n_MH} & G_{n_ΔM_{ZW}} \\ 0 & G_{ΔM_{ZW_ΔM_{ZW}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

verwendet. Lediglich im Abschnitt 6.1.2, 6.1.7 und 6.2.1 wird die Funktionsweise der

¹³In Gleichung 6.8 wurde eine vereinfachte Schreibweise verwendet. Beispielsweise wurde für $G_{M_ΔM_{ZW}}$ vereinfacht G_{M_ZW} geschrieben. Entsprechend steht λ für ΔM_λ , AGR für ΔM_{AGR} und EM für ΔM_{EM} .

Momenten- und Drehzahlregelung mit weiteren Stelleinrichtungen untersucht. Eine Änderung der Anzahl der Stell- beziehungsweise Regelgrößen erfordert lediglich die entsprechende Anpassung des dem Reglerentwurf zugrundeliegenden Modells. Wie bereits im KAPITEL 3 beschrieben wird damit die angestrebte Flexibilität der Reglerstruktur deutlich.

6.1.2 Simulative Untersuchung verschiedener modellprädiktiver Regler

Die prinzipielle Funktion der in den vorangegangenen Kapiteln abgeleiteten Reglerstruktur wird im folgenden Abschnitt anhand des beschriebenen nichtlinearen Prozessmodells untersucht. Dabei wird sowohl die im KAPITEL 5 entwickelte analytische Implementierungsvariante (im Folgenden mit „Analytisch“ gekennzeichnet) als auch die Variante mit direkter Berücksichtigung von Stellgrößenbeschränkungen (im Folgenden mit „QuadProg“ bezeichnet) analysiert.

Abbildung 6.2 zeigt die prinzipielle Funktion des Momentenreglers. Die obere Grafik stellt den Soll- und Istmomentenverlauf bei Führungsgrößenwechsel und Lastsprüngen dar. Die beiden unteren Grafiken zeigen die Zeitverläufe für die Reglerausgänge. In der unteren Darstellung ist zu erkennen, dass Eingriffe über den Zündwinkelpfad nur für transiente Eingriffe verwendet werden. Stationär wird der von der Brennverfahrensteuerung geforderte Sollwert eingehalten.

In der Simulation wurden nach einer beziehungsweise nach drei Sekunden zwei Sollwertänderungen im Zündpfad (Einstellung unterschiedlicher Reservemomente) vorgegeben (siehe Bereich I und II). Die Realisierung dieser Änderungen wird, wie im Istmomentverlauf ersichtlich, momentenneutral unter Nutzung aller Stellgrößen vorgenommen (siehe hierzu auch detaillierte Darstellungen im Anhang, Abbildungen A.1 bis A.4). Bei etwa 3.5 Sekunden (Bereich III) erfolgt ein Lastsprung. Hier wird die verfügbare „Reserve“ des Zündpfades automatisch vom Momentenregler genutzt, um diesen Lastsprung auszugleichen. Stationär wird wiederum der von der Brennverfahrensteuerung geforderte Sollwert eingestellt. Ab einer Simulationszeit von etwa 4 Sekunden soll ein von der Brennverfahrensteuerung gefordertes Deltamoment über den Zündwinkel unbedingt realisiert werden (Bereich IV). Hier sind dem entsprechend die Grenzen gleich dem Sollwert. Diese Stellgröße kann deshalb vom Momentenregler nicht mehr aktiv zur Regelung verwendet werden. Wie im mittleren Bild ersichtlich, reagiert der Regler infolgedessen mit einer höheren Stellaktivität über den Frischluftpfad, so dass die Einbußen hinsichtlich der Regelgüte gering sind. Auch die sprungförmigen Änderungen der Sollgrößen auf dem Zündwinkelpfad werden mit Hilfe des Luftpfades nahezu momentenneutral ausgeglet (Bereich V).

Sowohl die analytische Lösung als auch die „QuadProg“-Variante zeigen ähnliche Ergebnisse. Bei Sollwertänderungen im Moment oder Störungen wirkt sich die direkte Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen nur wenig verbessernd in der Regelgüte aus (siehe auch Abbildung A.2 und A.3 im Anhang). Für den Fall, dass der Freiheitsgrad der Deltastellgröße eingeschränkt ist, ergibt sich ein eindeutiger Vorteil der „QuadProg“-Variante. Der Vorteil der „QuadProg“-Variante wird besonders bei sehr dynamischer Einstellung des Reglers (kleine Wichtungparameter für R) deutlich.

In Abbildung 6.3 ist die Momentenregelung mit allen vorhandenen Stellgrößen dargestellt. Weitere Variationen und Abwandlungen befinden sich im Anhang. Beispielsweise ist in Abbildung A.5 ein Simulationsergebnis dargestellt, bei dem neben dem Moment über Fri-

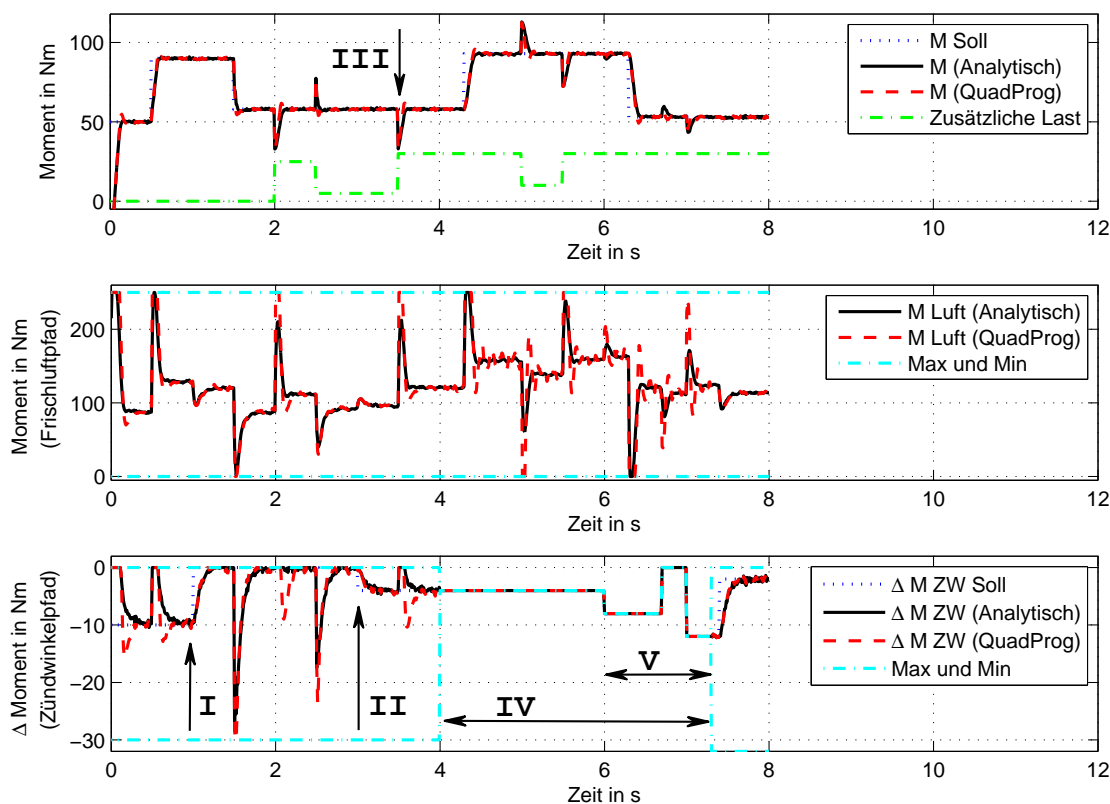


Abbildung 6.2: Momentenregelung mit Frischluft- und Zündwinkelpfad

schlufftmasse als Hauptstellgröße sowohl ein Deltamoment über Zündwinkel als auch ein Deltamoment über das Gemischverhältnis als Differenzstellgrößen genutzt werden. Hier wird im Falle der Zündwinkelbegrenzung ein Deltamoment über Lambda zur Ausregelung der Fehler genutzt. Im Bild A.6 ist zu erkennen, wie auch der Abgaspfad aktiv zur Momentenregelung verwendet werden kann.

Bei dem in Abbildung 6.3 dargestellten Simulationsergebnis wurden folgende Stellgrößen in die Momentenregelung einbezogen:

- das Hauptmoment über den Frischluftpfad,
- die Deltamomente über den Zündwinkel-, den Lambda- und den Abgaspfad sowie
- das Deltamoment über die Elektromaschine bei einem Hybridfahrzeug.

Die Sollwertverläufe für das Antriebsmoment und das Deltamoment über den Zündwinkelpfad in Bild 6.3 wurden genauso gewählt, wie in dem oben erläuterten Beispiel (siehe Grafik 6.2). Es ist deutlich zu erkennen, dass alle Stelleinrichtungen, sofern sie nicht begrenzt sind, zur Einregelung des Antriebsmomentes genutzt werden. Sollwertänderungen in den Deltapfaden werden durch die Regelung eingestellt. Nach circa 3.2 Sekunden wird eine Änderung des Deltamomentes über die Elektromaschine gefordert (Bild 6.3, Bereich I). Ein solche Sollmomentenänderung könnte zum Beispiel durch das Energiemanagement für einen Ladevorgang der Batterie oder für eine Lastpunktverschiebung gefordert werden.

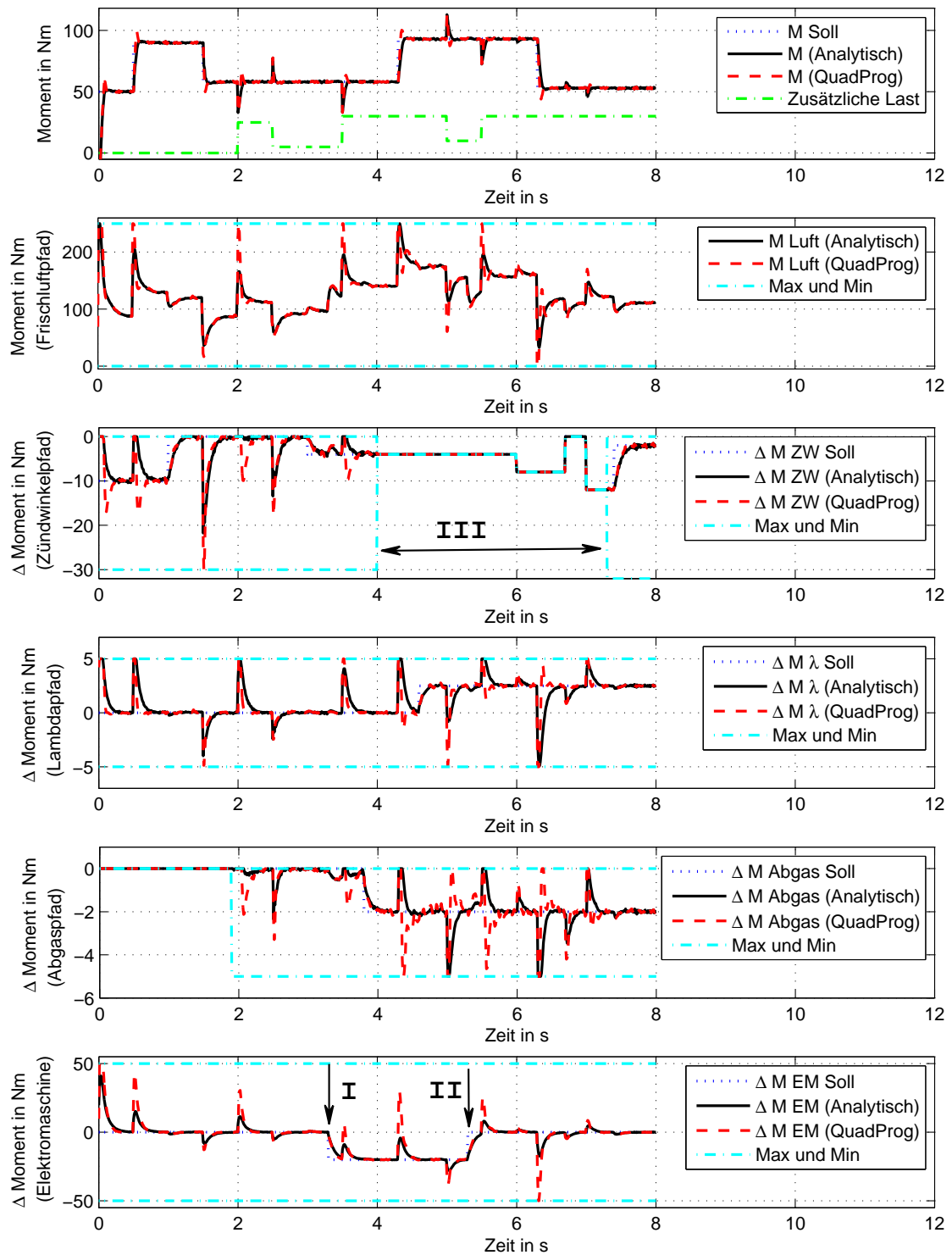


Abbildung 6.3: Momentenregelung mit allen Stellpfaden

Wie aus der Darstellung hervorgeht, wird dieser Sollwert durch den Regler momentenneutral eingestellt. Das geforderte negative Deltasollmoment ist für den Verbrennungsmotor im Sinne einer Last zu sehen. Diese Lasterhöhung wird durch die Hauptstellgröße (Frischluftpfad) kompensiert. Nach circa 5.2 Sekunden wird die Lastpunktverschiebung aufgehoben (Bereich II). Die Realisierung der geforderten Sollwerte erfolgt wiederum zufriedenstellend mit der Besonderheit, dass in diesem Bereich der Zündwinkelpfad nicht für Stelleingriffe zur Verfügung stand (Bild 6.3, Bereich III). In diesem Bereich (III) von etwa 4 bis 7.3 Sekunden übernehmen die Deltastellpfade Abgas und Lambda automatisch die dynamischen Korrekturen.

Das beschriebene Simulationsbeispiel macht die Vorteile der entwickelten Reglerstruktur deutlich. Ein bemerkenswertes Ergebnis ist, dass bei der Implementierungsvariante ohne direkte Berücksichtigung der Stellbeschränkungen nur geringfügige Einbußen in der Regelgüte zu erkennen sind. Lediglich für den Fall, dass der Regler Freiheitsgrade verliert, (siehe Zündwinkelpfad Bild 6.2 Bereich IV) macht sich der Vorteil einer Implementierungsvariante mit quadratischer Programmierung bemerkbar.

6.1.3 Varianten der prädiktiven Führungsgrößenvorgabe

In KAPITEL 5 (Seite 81) wurden verschiedene Varianten der Führungsgrößenvorgabe diskutiert. Unter anderen wurde dabei ein nichtäquidistanter Führungsgrößenverlauf im Regelungsalgorithmus berücksichtigt. Im Folgenden werden die verschiedenen Implementierungsvarianten hinsichtlich ihrer Funktion simulativ untersucht.

In Abbildung 6.4 ist das Ergebnis eines Vergleiches zwischen einer modellprädiktiven Regelung mit und ohne Nutzung prädiktiver Informationen dargestellt. In der oberen Grafik erkennt man den Fahrerwunsch sowie die Soll- und Istwerte des Antriebsmomentes. Um Antriebsstrangschwingungen (Ruckeln) zu vermeiden, wird der Fahrerwunsch in einer speziellen Funktion (Antiruckelfunktion) gefiltert. Die Filterfunktion wird mit Hilfe experimentell ermittelter Modelldaten eingestellt [25, 73, 74]. In aktuellen Steuergeräten greift die Antiruckelfunktion direkt über den Zündpfad in die Momentensteuerung ein [22, 73, 206, 216]. In der hier vorgestellten Reglerstruktur wird der Stelleingriff jedoch allein durch den Momentenregler koordiniert. Externe Funktionen (Antiruckelfunktion) können also Forderungen nur über den Sollwertverlauf für das Antriebsmoment des Motors vorgeben. Um die durch den Luftpfad bedingte Trägheit des Motors auszugleichen, muss der Sollwertverlauf prädiziert werden.

Im Bild 6.4 oben ist ein solcher aus dem Fahrerwunsch generierter Sollwertverlauf dargestellt (M_{Soll}). Das durch den Regler realisierte Moment wird hier für den Fall der prädizierten Führungsgrößenvorgabe gezeigt ($M_{\text{Prädiktion}}$). Außerdem wurde der Istmomentverlauf für den Fall des nichtprädizierten Führungsgrößenverlaufs dargestellt (M_{Konstant}). Es wird deutlich, dass der Istverlauf für den prädizierten Fall dem Sollverlauf wesentlich besser folgt, da die durch den Luftpfad bedingten Verzögerungen durch die Prädiktion besser kompensiert werden können (Bereich I). Die entsprechenden Stellgrößeneingriffe sind in den unteren Darstellungen zu sehen. Darin wird deutlich, dass für den Fall der prädizierten Führungsvorgabe der Verlauf der Hauptstellgröße weniger dynamisch genutzt wird. Das wirkt sich unter anderem positiv auf die Abgasbilanz aus (Lambdaabweichungen). Der dynamische Vorteil wird mit einem größeren Zündwinkelingriff erkaufte. Dieses Verhalten entspricht den Erwartungen an eine optimale Fahrverhaltenssteuerung. Im Bereich der

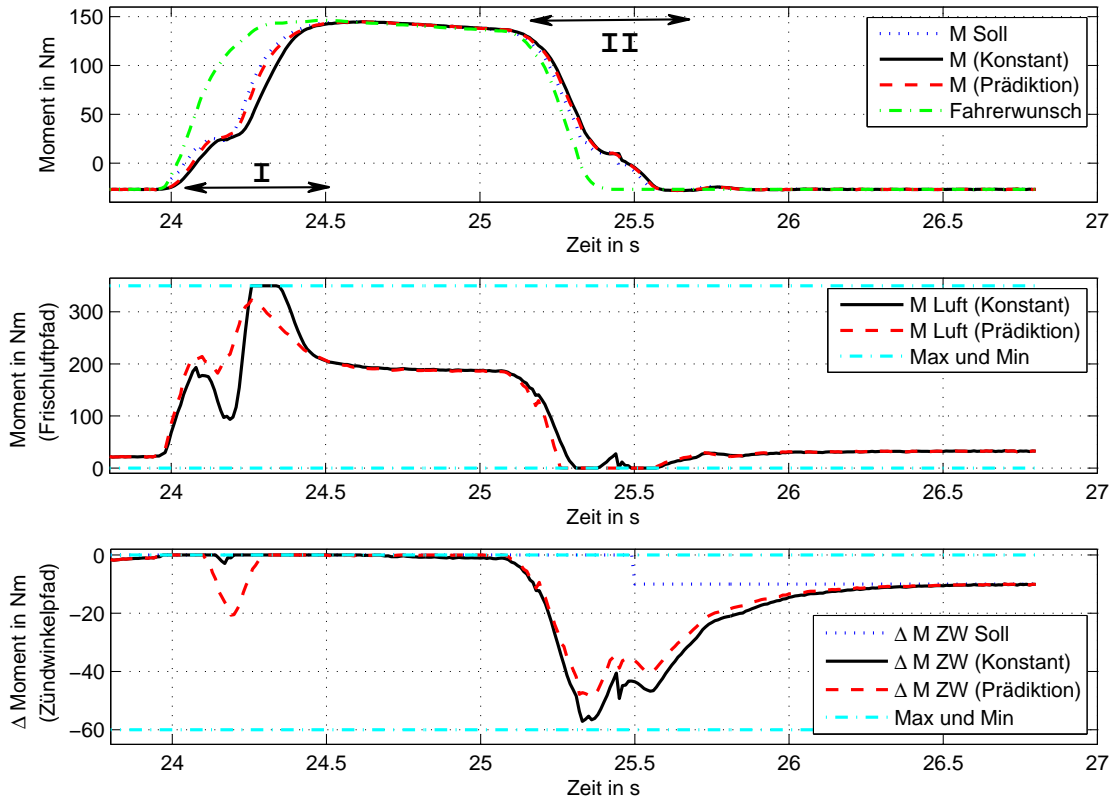


Abbildung 6.4: Vergleich MPR mit und ohne Führungsverlauf (Details siehe Abbildung A.7)

Abregelung ab etwa 25 Sekunden in Abbildung 6.4 ist die Hauptstellgröße begrenzt (Minimalmoment). Die Steuerung des Moments wird hier durch den Zündpfad übernommen (Bereich II).

Um den Berechnungsaufwand für den Regelalgorithmus zu reduzieren kann der Führungsgrößenverlauf auch nichtäquidistant vorgegeben werden. Ein Ergebnis mit solch einer Sollvorgabe ist im Bild 6.5 gezeigt. Die Regelgüte ist mit der aus Abbildung 6.4 ($M_{\text{Prädiktion}}$) nahezu identisch. Wichtig ist dabei allerdings, dass der Endwert des prädizierten Sollverlaufs in der Vorgabe enthalten ist. Wird dieser nicht vorgegeben, ist die Güte mit der Variante ohne Prädiktion (M_{Konstant} in Abbildung 6.4) zu vergleichen (siehe dazu Abbildung A.8).

Mit Hilfe der Simulationsumgebung wird im Folgenden das in KAPITEL 3 (Seite 46) beschriebene Verhalten bei einer Umschaltung des Sollwertes für die Abgasmasse analysiert. Der Stelleingriff $\Delta M_{\text{AGR Soll}}$ (Deltamoment über Abgasmasse) hat in Bezug auf das Antriebsmoment, wie in KAPITEL 3 erläutert, differentielles Verhalten und kann näherungsweise durch die Übertragungsfunktion

$$G_{M_{\text{Ist}}-\Delta M_{\text{AGR Soll}}}(s) = \frac{b_1 s}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (6.10)$$

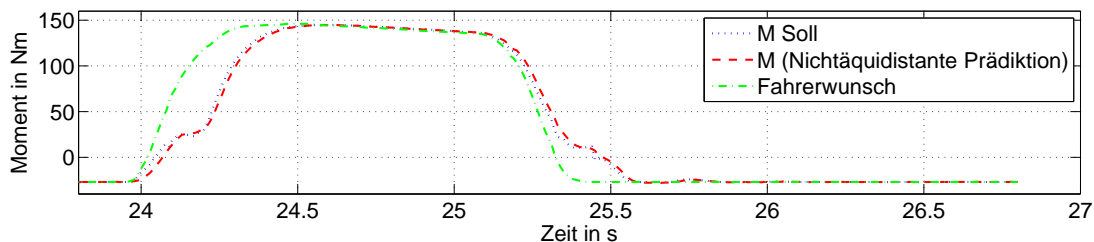


Abbildung 6.5: Momentenregelung mit nichtäquidistantem Führungsgrößenverlauf

beschrieben werden. Der Zusammenhang zwischen dem Soll- und Istwert der Deltagröße wird wiederum durch eine Übertragungsfunktion erster Ordnung in der Reglerstruktur modelliert. Die Einstellung des Abgasmassenanteils soll möglichst momentenneutral erfolgen. Mit Hilfe des Momentenreglers wird dies wie in Abbildung 6.6 realisiert. Hier ist angenommen, dass der Abgaspfad im Bereich I zunächst nicht zur dynamischen Regelung genutzt

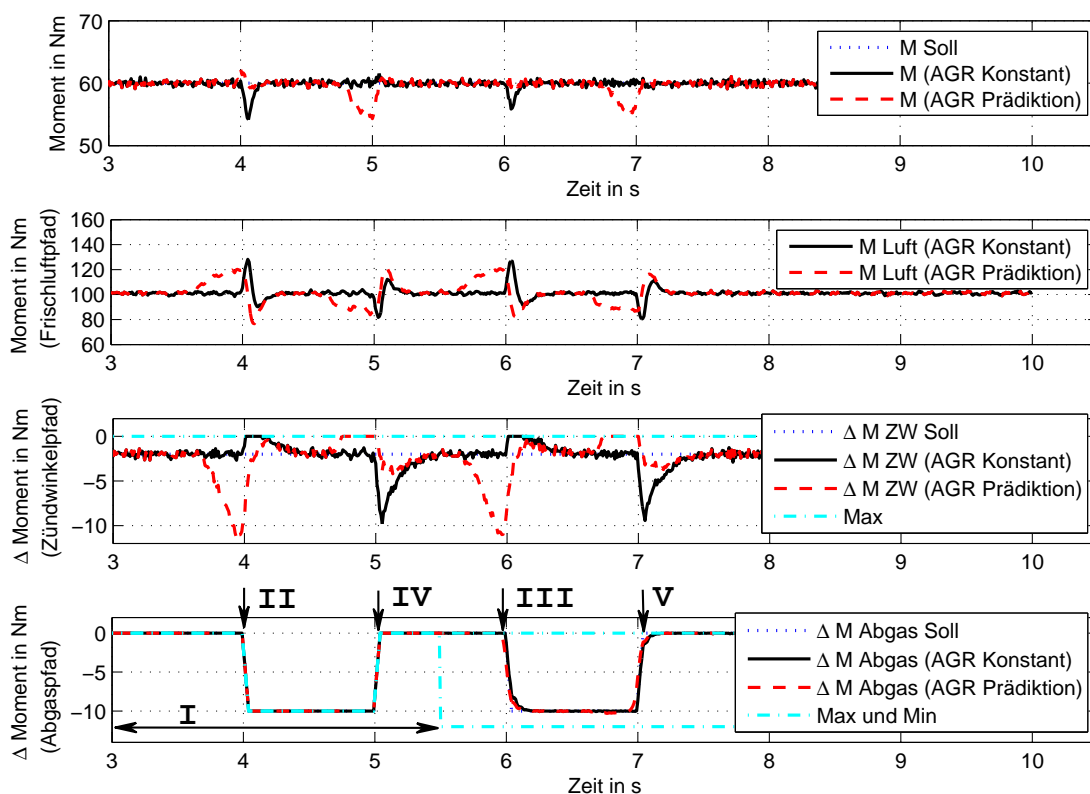


Abbildung 6.6: Vergleich prädierte und nicht prädierte Umschaltung der Abgasmasse

werden kann (Stellgrenzen gleich Sollwert). Im diesem Bereich war es also erforderlich, das Deltamoment über Abgas unbedingt einzustellen. Im zweiten Teil hingegen verfügte der Mehrgrößenregler über einen gewissen Freiheitsgrad die Überführung zu realisieren.

Ist der Verlauf des Umschaltvorgangs vorzeitig bekannt, wird eine Momentenreserve auf-

gebaut und zum richtigen Zeitpunkt eingesetzt, was zumindest bei den fallenden Flanken (bei vier und sechs Sekunden) zu einem Vorteil in der Regelgüte führt (Bereich II und III). Die zumindest zeitweise nachteilige Wirkung hinsichtlich Wirkungsgrad wird in diesem Fall zu Gunsten einer momentenneutralen Überführung toleriert. Die Nutzung der zukünftigen Informationen führt aber bei steigenden Flanken (bei fünf und sieben Sekunden) zu einer Verringerung der Güte (Bereich IV und V). Die Ursache liegt in der Nichtberücksichtigung der Stellgrenzen. Durch diese wird der Reserveaufbau verhindert. In solch einem Fall erweist sich die modellprädiktive Regelung mit Berücksichtigung restriktiver Einflüsse als vorteilhaft. Ein Ergebnis dazu ist in Abbildung A.10 dargestellt. Zwischen den beiden Umschaltvorgängen sind in dieser Darstellung aber wesentliche Unterschiede zu erkennen. Sind die Grenzen gleich dem Sollwert, wird keine Reserve erzeugt (Bild A.10, Bereich I) und die Regelgüte ist der ohne Prädiktion identisch (Abbildung 6.6). Die Ursache liegt in der Berücksichtigung der Stellgrenzen. Die Grenzen wurden hier nicht präzisiert und waren über den Horizont als konstant angenommen. Da die Grenzen im Algorithmus aber dominant sind und der neue zukünftige Sollwert dadurch nicht realisiert werden würde, war ein Reserveaufbau überflüssig.

Im Folgenden wird die Prädiktion von Drehzahlverläufen untersucht. Wie im KAPITEL 3.3 beschrieben, könnte eine drehzahlbasierte Regelung vorteilhaft sein. In Abbildung 6.7 wurde eine solche drehzahlgeführte Steuerung simulativ analysiert. Darin wird der Fall

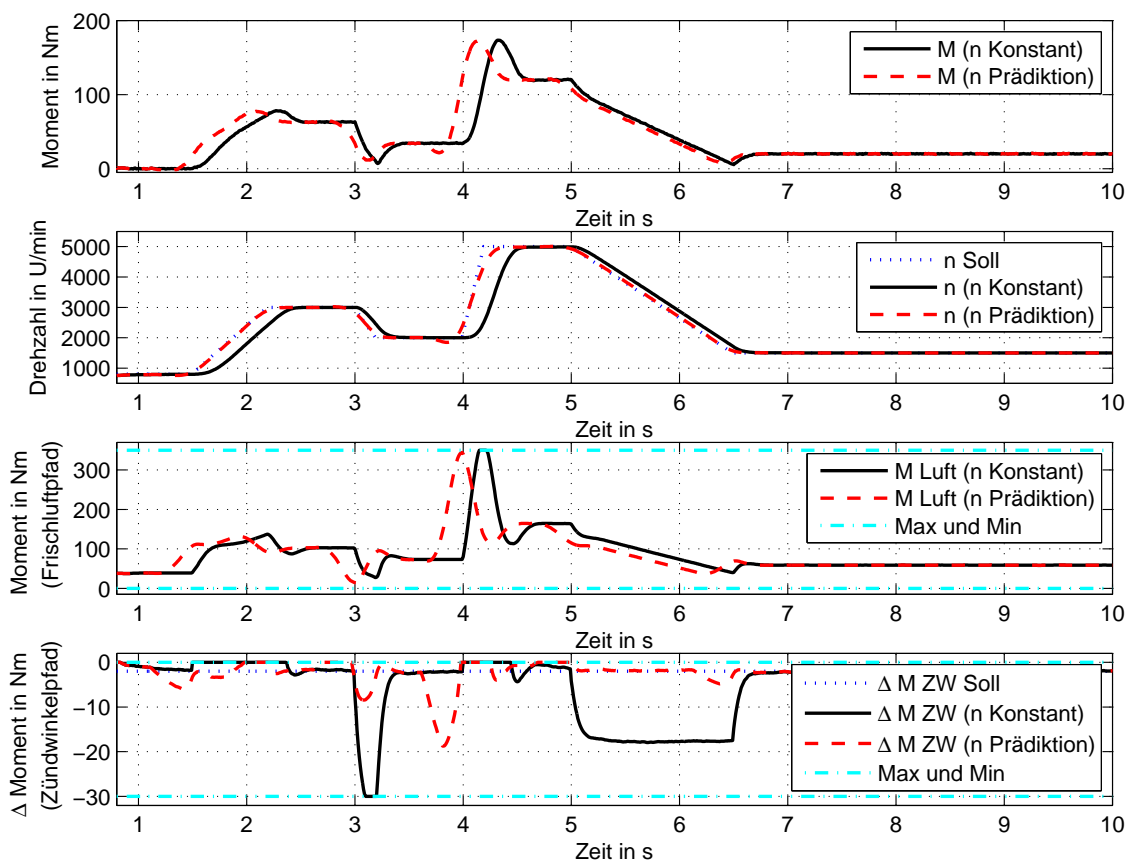


Abbildung 6.7: Vergleich MPR (analytisch) mit und ohne Drehzahlprädiktion

einer prädizierten Drehzahlvorgabe ($n_{\text{Prädiktion}}$) mit dem einer nicht prädizierten Vorgabe (n_{Konstant}) verglichen. Der Vorteil einer Nutzung zukünftiger Drehzahlsollwerte gegenüber der Nichtnutzung solcher Verläufe wird in der Abbildung klar deutlich. Die obere Darstellung zeigt das Antriebsmoment. Darunter sind der Solldrehzahlverlauf und die Ist-drehzahlverläufe für den Fall mit Prädiktion und ohne Nutzung zukünftiger Informationen dargestellt. Die jeweiligen Stellgrößenverläufe sind in den beiden unteren Graphen skizziert.

Bei stärkerer Begrenzung der Stellgrößen (vor allem des Zündwinkelpfades) wirkt sich die Drehzahlprädiktion zumindest vor einer Führungsgrößenänderung bei Nichtberücksichtigung der Grenzen (analytisch) nachteilig auf die Regelgüte aus. Hier erweist sich die Methode mit Berücksichtigung der Stellgrenzen (QuadProg) als vorteilhaft, vorausgesetzt, dass die Stellgrenzen ebenfalls über den Prädiktionshorizont vorgegeben werden.

6.1.4 Betrachtungen zur Robustheit und Parameterabhängigkeit

Wie in KAPITEL 5.1 auf Seite 89 beschrieben, lässt sich die unterschiedliche Prozessdynamik durch arbeitspunktabhängige Prozessmodelle berücksichtigen. Da eine ständige Neuberechnung der Reglermatrizen, unter anderen aufgrund der hohen Dimension der Prädiktionsmatrizen Θ , Ψ und Υ , zu einem enormen Anstieg der Rechenoperationen führen würde, wäre es denkbar unterschiedliche Reglermatrizen vorab zu berechnen und zum Beispiel in Kennfeldern abzulegen. Im Folgenden wird untersucht, wie sich die Reglermatrizen in Abhängigkeit von der Modelldynamik und Verstärkung ändern. Die Analyse dieser Fragestellung wurde anhand eines einfachen Graybox Modells durchgeführt (Abbildung 6.8). Die Modellanordnung wurde entsprechend Gleichung 6.9 gewählt.

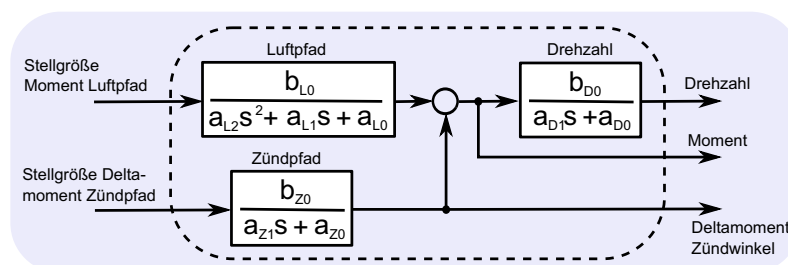


Abbildung 6.8: Prozessmodell zur Analyse der Abhängigkeiten der Reglermatrizen von der Modelldynamik und der Modellverstärkung

Die Änderung der Dynamik wurde jeweils durch Variation des Koeffizienten a_1 berücksichtigt. Dabei wurde ausgehend von einem Nominalmodell der Koeffizient je um 50% vergrößert und verkleinert. In Abbildung 6.9 ist auszugsweise ein Beispiel dargestellt, bei dem die Frischluftpfaddynamik variiert wird. Das Überschwingen im oberen linken Bild könnte zum Beispiel aus einer falschen Einstellung des unterlagerten Regelkreises resultieren. Im unteren Bild sind die Inhalte der in Abbildung 5.3 dargestellten Reglermatrizen \mathcal{K}_{1Red} bis \mathcal{K}_{3Red} für die verschiedenen Arbeitspunkte dargestellt. Durch die Regelgrößenwichtung Q wurde in diesem Fall die Drehzahlregelung aktiviert, was deutlich an den Indizes 1 und 4 der Reglermatrix \mathcal{K}_{1Red} zu erkennen ist. Diese sind Null, wodurch ein Momentensollwert keinen Einfluss auf die Stellgrößen hat. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Werte in

den Matrizen \mathcal{K}_{1Red} und \mathcal{K}_{3Red} nur unwesentlich beziehungsweise gar nicht ändern. Der Anhang A.1 enthält die Untersuchung weiterer Teilmodelle.

Die Dynamikänderung des Prozesses wirkt sich hier hauptsächlich auf die Matrix \mathcal{K}_{2Red} aus. Im Anhang A.1 wurde statt des Parameters a_1 auch die Variation der Streckenverstärkung analysiert. Auch hier wirkt sich die Änderung im Wesentlichen auf die Matrix \mathcal{K}_{2Red} aus. Als Resultat dieser Untersuchung ergibt sich die Vermutung, dass eine arbeitspunktabhängige Berechnung hauptsächlich für die Matrix \mathcal{K}_{2Red} erfolgen müsste.

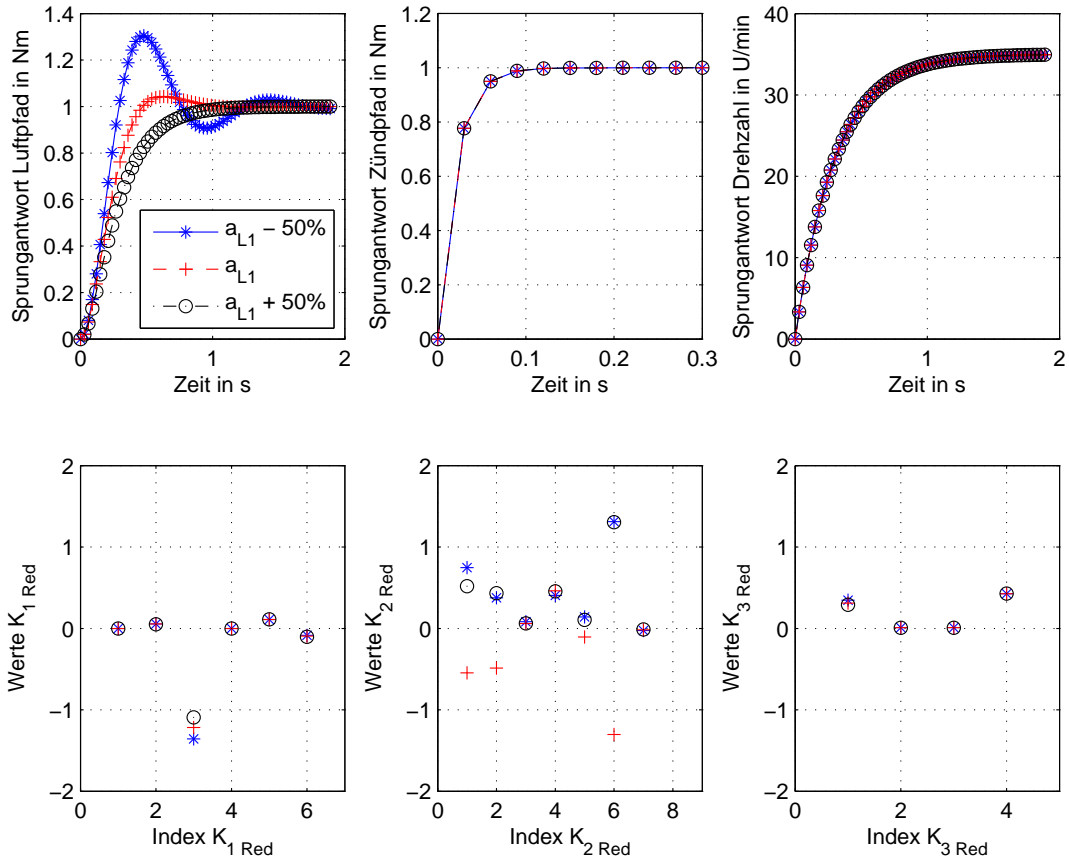


Abbildung 6.9: Variation der Dynamikeigenschaften im Frischluftpfad bei aktiver Drehzahlregelung

Allerdings führt die praktische Erprobung dieser Annahme zu einem anderen Ergebnis (siehe Bild 6.10). Wird bei Prozessänderungen durch Arbeitspunktwechsel nur die Matrix \mathcal{K}_{2Red} modifiziert, führt dies zu einer nicht tolerierbaren Regelungsgüte. Die Drehzahlregelung entspricht in diesem Fall nicht den Anforderungen. Die Reglermatrizen müssen also zu einem Satz gehören, um die folgende Annahme zu gewährleisten: Für die Deltastellgröße $\Delta u(k)$ muss sich Null ergeben, wenn das System eingeschwungen und der Regelfehler Null ist. Die Deltastellgröße wird aber nur Null, wenn sich die Ausgangssignale der Matrizen \mathcal{K}_{1Red} und \mathcal{K}_{3Red} in Summe mit dem Ausgang der Matrix \mathcal{K}_{2Red} aufheben. Damit reicht es nicht aus die Matrix \mathcal{K}_{2Red} arbeitspunktabhängig abzulegen. Eine Möglichkeit den Arbeitspunkt in den Reglermatrizen \mathcal{K}_{1Red} bis \mathcal{K}_{3Red} zu berücksichtigen besteht darin, alle drei Reglermatrizen arbeitspunktabhängig mit dem gleichen Faktor zu multiplizieren.

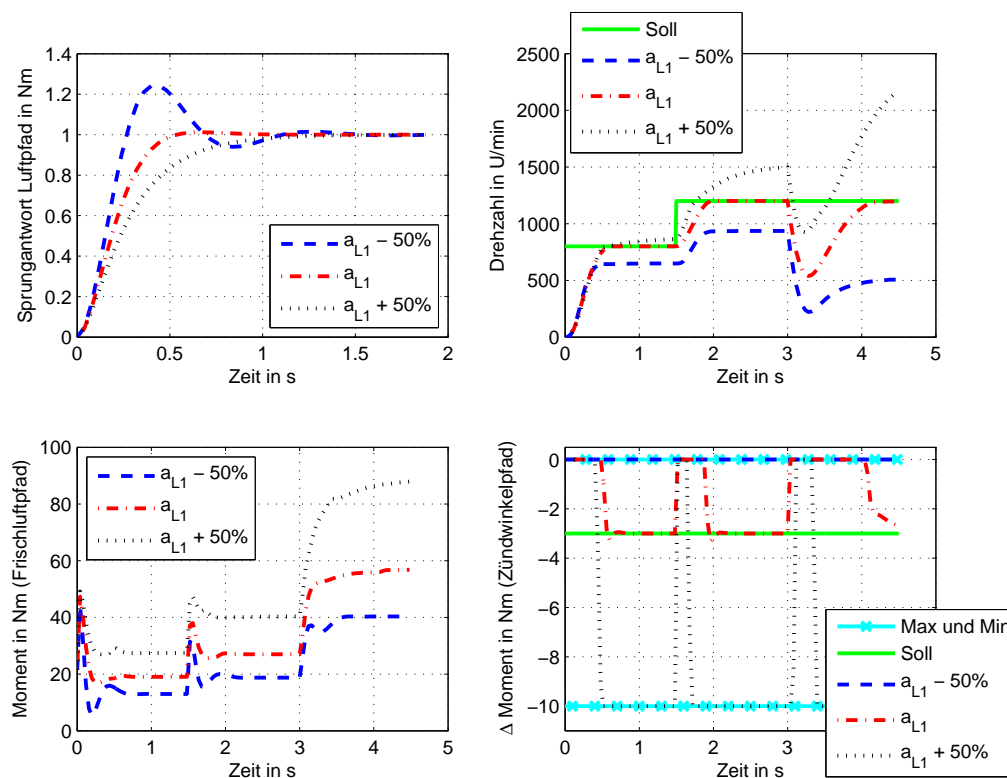


Abbildung 6.10: Drehzahlregelung - Anpassung der Matrix K_{2red} bei Änderung der Frischluftpfaddynamik

Es ist also erforderlich, bei Prozessänderungen sowohl die Reglermatrix K_{2Red} als auch die Matrizen K_{1Red} und K_{3Red} neu zu bedaten. Für die Neuberechnung der Reglermatrizen müssen bei Arbeitspunktwechsel auch die Wichtungsparemeter angepasst werden. In Abbildung 6.11 wird dies deutlich. Hier wurde der Luftpfad (Modell und Prozess) in seinen Dynamikeigenschaften variiert, der Regler aber mit den gleichen Einstellungen (Q, R, H_p, H_u) entworfen. Die Regelgüte ist jedoch sehr unterschiedlich. Der Einfluss wirkt sich bei einer Drehzahlregelung wesentlich stärker auf die Regelgüte aus, als bei einer aktiven Momentenregelung (Vergleich Abbildung A.16 auf Seite 154).

In Abbildung 6.12 ist exemplarisch eine Analyse der Robustheit gegenüber Prozessänderungen dargestellt. Für ein Nominalmodell wurde der Regler entsprechend parametrisiert und an dem oben beschriebenen Modell bei unterschiedlichen Prozesseigenschaften simulativ getestet. Wie zu erkennen ist, hat eine Änderung der Prozessdynamik im Luftpfad um 50% einen erheblichen Einfluss auf die Regelgüte. Dieser Einfluss ist nicht so sehr in der Drehzahl zu erkennen, allerdings ändert sich das Regelungsverhalten hinsichtlich der Einregelung des Sollwertes für die Deltasollgröße des Zündwinkelpfades erheblich (Abbildung 6.12 unten rechts). Ein ähnliches Verhalten zeigt sich bei einer Momentenregelung (siehe dazu Bild A.17 im Anhang), wobei diese sich gegenüber Dynamikänderungen wesentlich robuster verhält.

Im Folgenden wird untersucht, wie sich der Stellhorizont, der Prädiktionshorizont und die Wichtungsparemeter auf die Güte der Regelung auswirken. Für den Entwurf wurde dabei

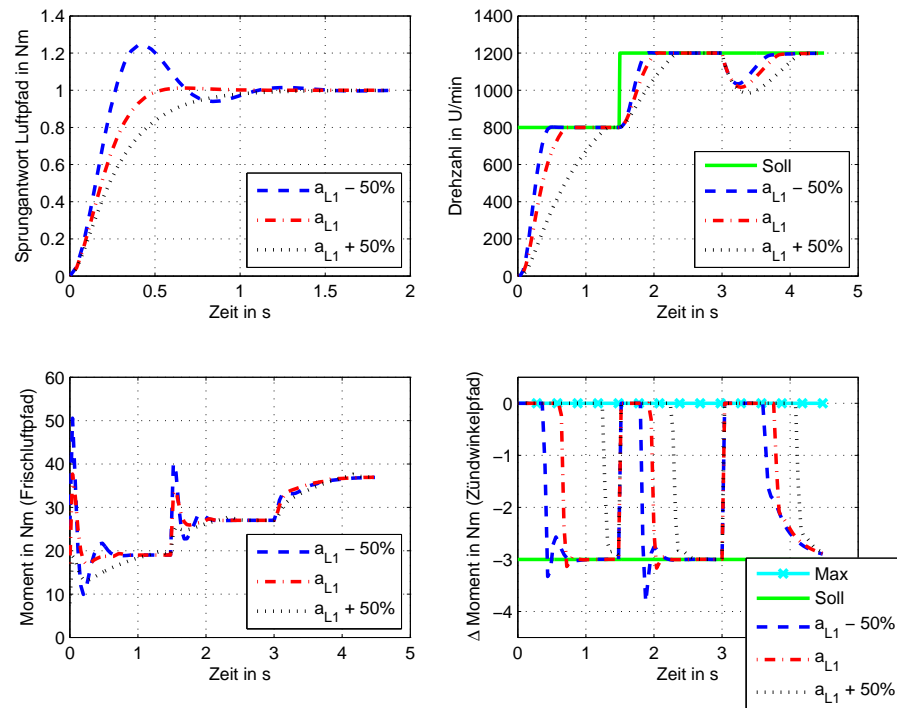


Abbildung 6.11: Drehzahlregelung - Neuberechnung der Reglermatrizen bei Variation der Frischluftpfaddynamik

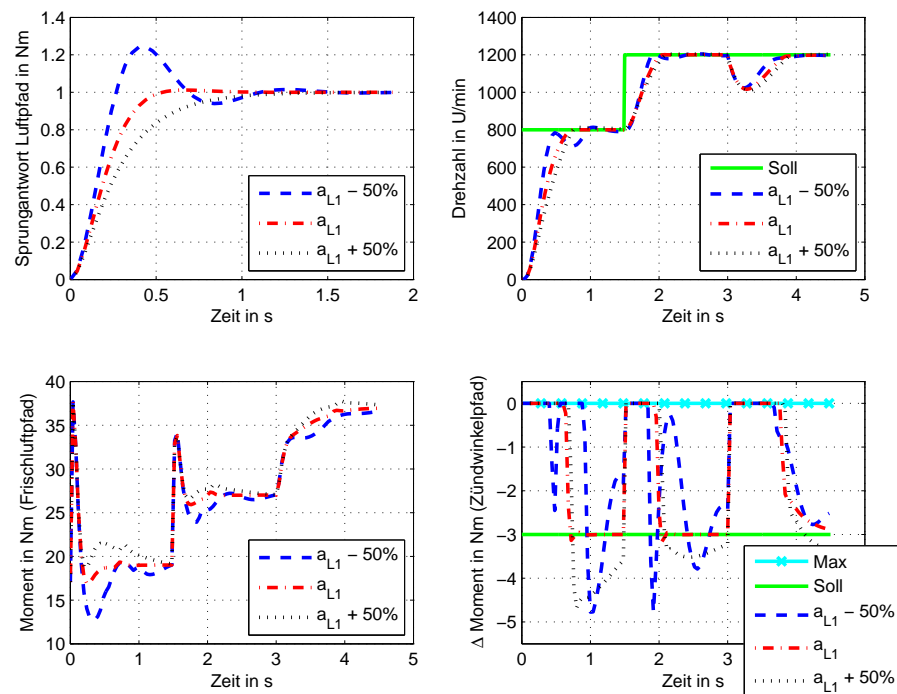


Abbildung 6.12: Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Drehzahlregelung ohne Regleranpassung

das Prozessmodell

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} \\ G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

verwendet. Die Simulation wurde wiederum anhand des komplexen nichtlinearen Prozessmodells durchgeführt. Die Einstellparameter des Reglers sind die Wichtungsmatrizen Q und R sowie der Stell- und Prädiktionshorizont H_u und H_p . Die optimale Einstellung dieser Parameter erfordert Erfahrungswissen.

Hinweise zur Einstellung dieser Parameter findet man in [23, 191, 228, 229]. Für den mit Gleichung 6.11 beschriebenen Beispielprozess ergeben sich 3 Wichtungsparameter für die Regelgrößen, zwei Wichtungsparameter für die Stellgrößen sowie der Stell- und der Prädiktionshorizont. Die Vorgabe der Parameter erfolgt mittels Bedienoberfläche, die Reglermatrizen werden anschließend automatisch modellbasiert berechnet und für die Simulation bereitgestellt.

In Abbildung 6.13 ist eine Analyse des Verhaltens bei Variation der Wichtung Q für das Antriebsmoment dargestellt. Die Wichtung für die Drehzahl ist in diesem Beispiel mit Null bedatet, was zu einer Nichtbeachtung des Drehzahlregelfehlers führt. In der Abbil-

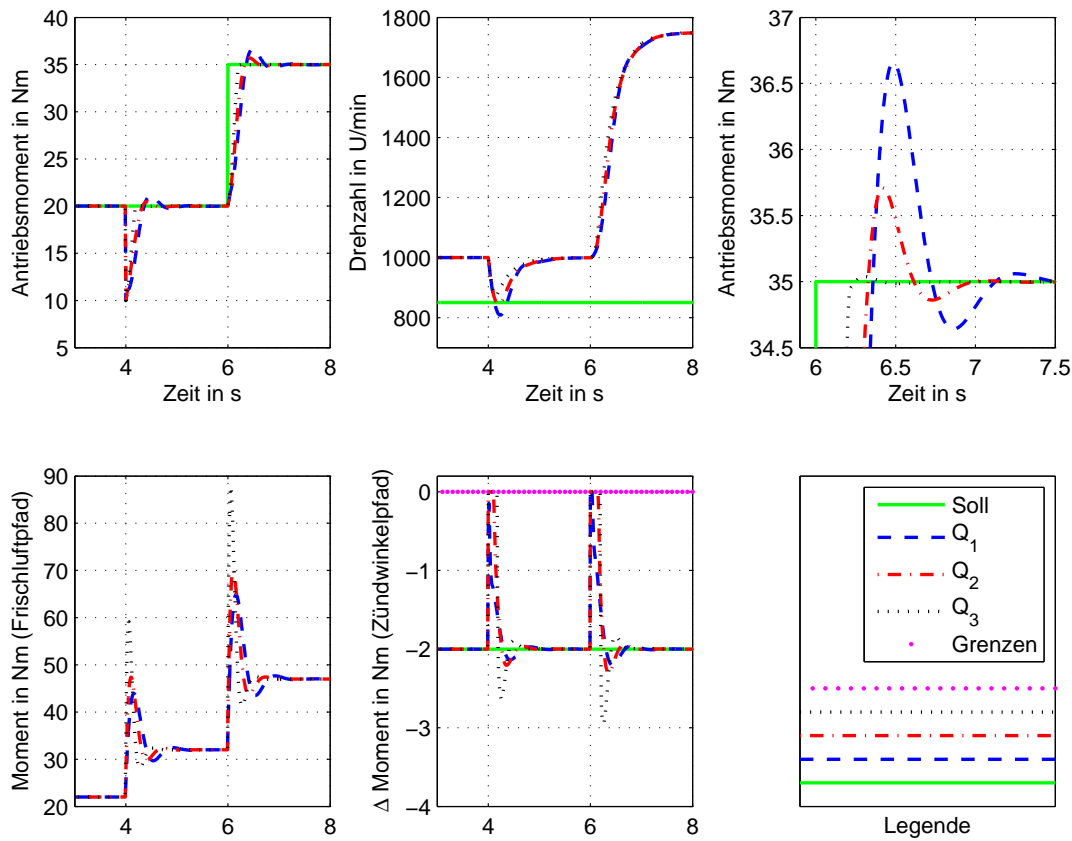


Abbildung 6.13: Antriebsmomentenregelung und Variation der Wichtung Q für das Antriebsmoment

dung 6.13 steht Q_1 für eine kleine, Q_2 für eine mittlere und Q_3 für eine hohe Wichtung des Antriebsmomentes. Je größer die Wichtung für die Einregelung des Antriebsmomentes gewählt wird, desto mehr wird die Hilfstellgröße (Deltamoment über Zündwinkel) eingesetzt. Größere Abweichungen werden in diesem Fall toleriert. Somit kann über die Wichtung Q die Überschwingweite und die Einregelzeit variiert und appliziert werden. In der Abbildung 6.13 ist oben rechts ein Auszug aus der oberen linken Darstellung gezeigt.

Um ein gewünschtes Regelverhalten einzustellen, kann neben der Regelgröße selbst auch die Dynamik der Stellgrößen gewichtet werden. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.14 am Beispiel einer Drehzahlregelung zu erkennen. Hier wurde die Wichtung R für das Deltamoment Zündwinkel variiert. R_1 steht darin für eine kleine, R_2 für eine mittlere und R_3 für eine hohe Wichtung. Die Änderungen haben entscheidenden Einfluss auf das Kurbelwellendrehzahlsignal. Bei hoher Wichtung wird das Deltamoment über Zündwinkel nicht ausreichend schnell gestellt, um die Überschwingweite zu reduzieren. Im Gegensatz dazu wird in diesem Fall das Moment über Frischluft dynamischer eingesetzt. Das Einschwingverhalten der Drehzahl ist in der oberen rechten Darstellung detailliert skizziert.

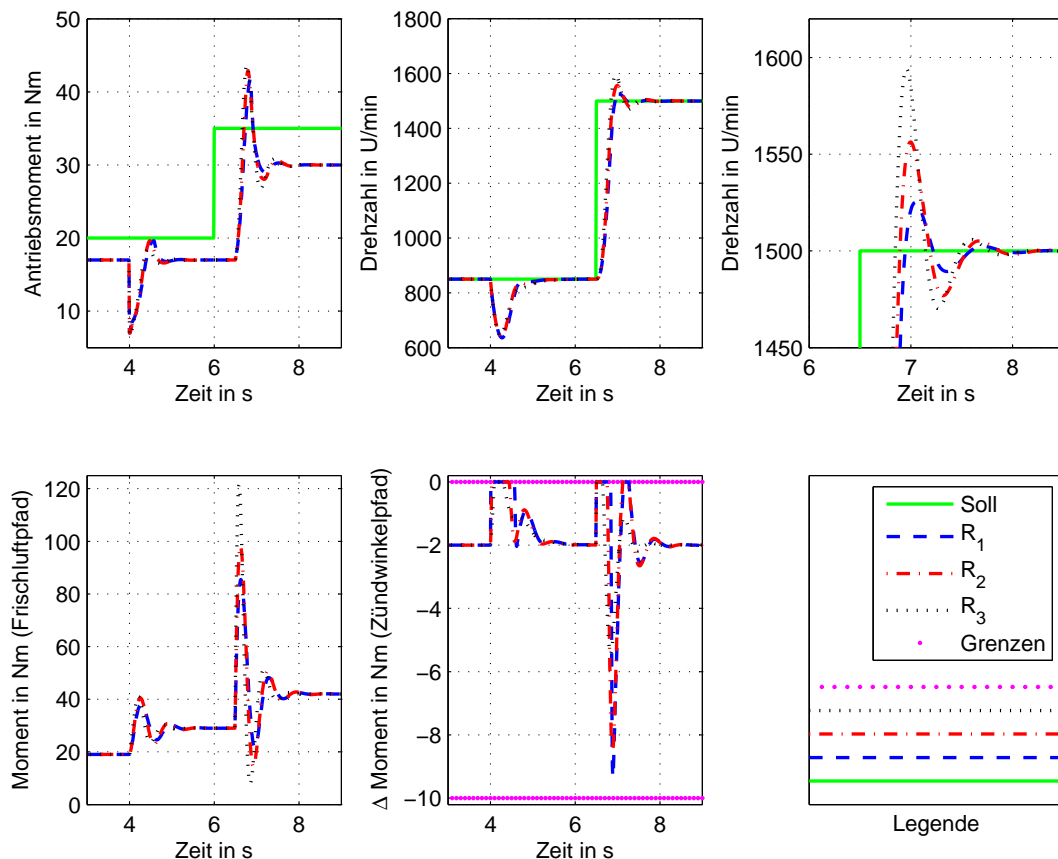


Abbildung 6.14: Drehzahlregelung und Variation der Wichtung R für das Deltamoment Zündwinkel

In Anbetracht dieser Ergebnisse ist zu schlussfolgern, dass die Regelgüte immer in Kombination der Wichtungen Q und R eingestellt werden sollte, wobei der Wertebereich von dem jeweiligen Regelbereich der Regelgröße selbst abhängt.

Die Variation des Stellhorizontes H_u zeigt, dass für diesen Parameter ein optimaler Wert existiert. Anhand der Abbildung A.18 wird dies deutlich. Dargestellt sind drei Ergebnisse mit jeweils modifiziertem Stellhorizont ($H_u = 1,5,10$). Bei einem Stellhorizont von 5 Abtastschritten erreicht man in diesem Beispiel die beste Regelgüte.

Wie aus den Abbildungen 6.13 und 6.14 hervorgeht, können über die Wichtungen bevorzugte Regelgrößen ausgewählt werden. Darüber ist es möglich, ohne Änderung der Modelle oder Reglerstruktur sowohl die Drehzahl (Abbildung 6.14) als auch das Moment (Abbildung 6.13) zu regeln. Wählt man die Wichtung Q für die Drehzahl oder das Moment zu Null, lässt sich erreichen, dass diese Regelgröße in der Gütebewertung nicht berücksichtigt wird. Durch Änderung der Matrix Q kann also zwischen Drehzahl- und Momentenregelung umgeschaltet werden. Im Bild 6.15 ist eine solche Umschaltung dargestellt. Im Bereich von 3 bis 8 Sekunden ist die Momentenregelung aktiv (Bereich I), danach die Drehzahlregelung (Bereich II).

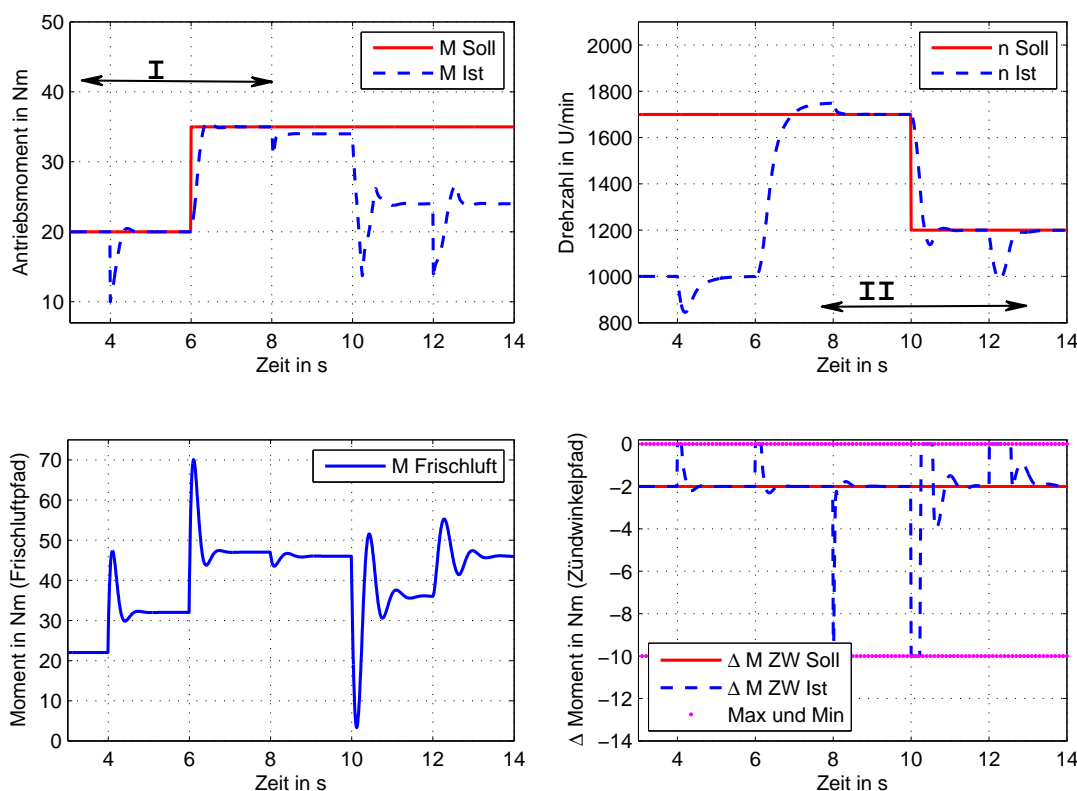


Abbildung 6.15: Umschaltung Moment- und Drehzahlregelung über Wichtung Q

6.1.5 Untersuchungen zum Multiratenproblem

Wie in KAPITEL 5 beschrieben, werden die Stellpfade eines Verbrennungsmotors in verschiedenen Tasks ausgeführt. Dadurch entsteht aus steuerungstechnischer Sicht ein Multiratenproblem. Um die unterschiedlichen Zeitraster in der Regelung zu berücksichtigen, wurden in KAPITEL 5.1 auf Seite 83 verschiedene Varianten dafür vorgestellt. Diese Varianten werden im Folgenden anhand der oben beschriebenen Simulationsumgebung analysiert

und verglichen. In Abbildung 6.16 sind die Ergebnisse grafisch skizziert. Dabei wurde eine Drehzahlregelung mit den beiden Stellgrößen Frischluftmoment und Deltamoment über den Zündwinkelpfad realisiert. Nach etwa 10 Sekunden im Bild 6.16 erfolgt eine Lastzuschaltung. Die Ausgangsdrehzahl betrug circa 750 Umdrehungen pro Minute. Daraus ergeben sich bei einem 4-Zylinder-Verbrennungsmotor für das winkelsynchrone Rechenraster etwa 40 Millisekunden für die drehzahlsynchrone Task. Prinzipiell lässt sich erkennen, dass die Regelgüte in Hinblick auf die Drehzahlregelung bei allen vier Lösungsvorschlägen ähnlich ist. Die Bezeichnungen (Variante A,B,C,D) wurden aus KAPITEL 5.1 übernommen. Betrachtet man jedoch die Stellgröße Deltamoment über Zündwinkel, (Stell- und Regelgröße) werden Unterschiede erkennbar (untere Grafik). Mit „Original“ ist eine Simulation gezeigt, bei der sowohl der Luft- als auch der Zündwinkelpfad im 10-Millisekunden-Raster realisiert wurden.

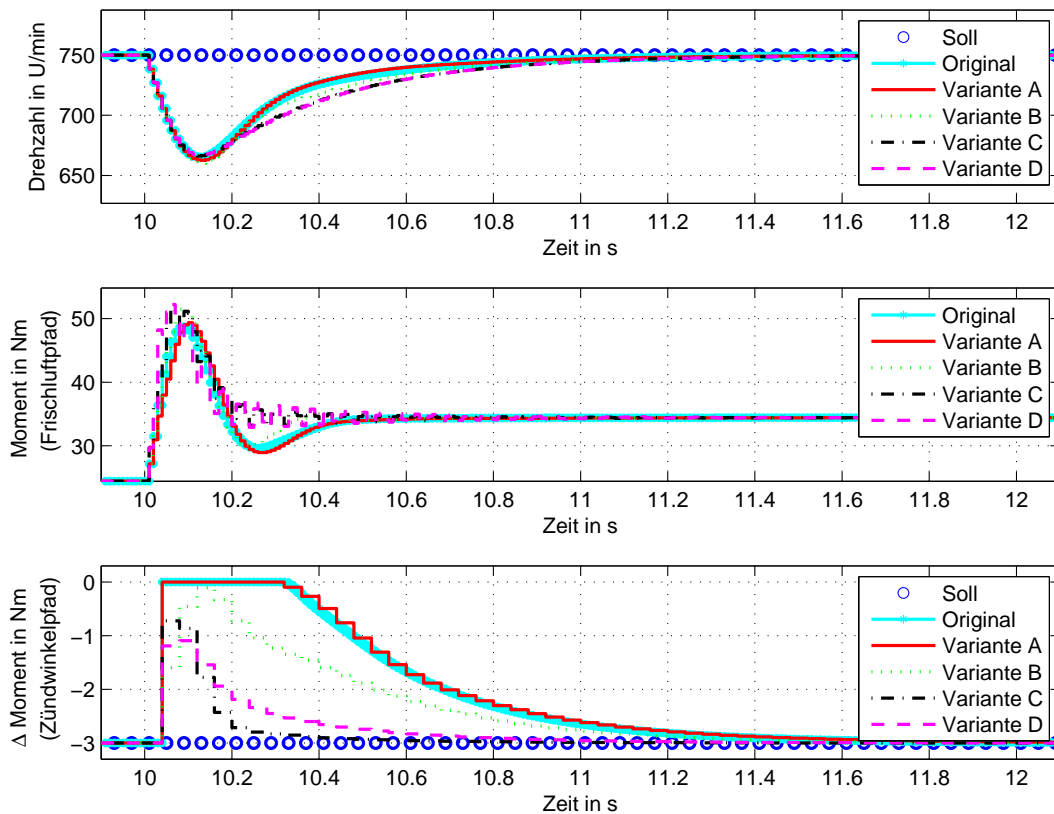


Abbildung 6.16: Vergleich Varianten zur Berücksichtigung verschiedener Abtastraten

Die theoretisch beste Lösung ergibt sich bei Anwendung der Variante C, wenn man die aktuelle (Zeit-) Position der Task mit der höheren Abtastrate innerhalb des Rasters mit der niederen Rate berücksichtigen würde. Die optimale Lösung würde dann im Beispiel davon abhängen, ob man sich zur Zeit der Berechnung am Anfang, in der Mitte oder am Ende der Synchrontask befindet. Die Parameter des Regelungssystems (und damit auch die Stellgriffe auf dem schnelleren Pfad) werden dadurch periodisch. Diese theoretisch günstigste Lösung wird als nicht praktikabel angesehen, da durch das periodische Verhalten unerwünschte Schwingungen auf dem Luftpfad angeregt werden.

Bei der Lösungsvariante B werden die Synchronstellgrößen äquidistant im schnelleren Raster berechnet und der Mittelwert dieser Größe über den Synchroschritt für die Ausgabe verwendet. Hier sei jedoch erwähnt, dass die Regelgüte stark von den Begrenzungen und den Wichtungen beeinflusst wird. Für den Fall, dass der Zündwinkelpfad aufgrund einer geringen Wichtung R durch den Regler sehr dynamisch genutzt werden darf, könnten sich hochdynamische Schwingungen dieser Stellgröße über einen Synchrozeitraum ergeben. Das wirkt sich negativ auf die Regelgüte aus.

Bei der Variante A werden sowohl die Stellgröße für den Füllungspfad als auch die für den Zündpfad im 10 Millisekundenraster berechnet. Allerdings wird nur der letzte Wert vor der nächsten winkelsynchronen Task an die Aktorik weitergeleitet. Diese Variante lässt sich mit dem geringsten Aufwand implementieren. Wie im Bild 6.16 erkennbar, ist für dieses Beispiel die erreichte Regelgüte dennoch zufriedenstellend.

Die Variante D ähnelt der Variante C. Wie in KAPITEL 5.1 erläutert, wird die Multiratenfähigkeit hier durch entsprechende Wahl der Wichtungsmatrizen erreicht. Auch hier sind die Stelleingriffe periodisch.

6.1.6 Störgrößenaufschaltung

Wie in KAPITEL 5.1 beschrieben, kann der Regelung ähnlich wie ein Führungsgrößenverlauf auch ein Störgrößenverlauf zur Verfügung gestellt werden. Sind zukünftige Störungen (zum Beispiel Zuschaltung des Klimakompressors) bekannt, so kann sich die Regelung automatisch darauf einstellen und beispielsweise eine Momentenreserve aufbauen. In Abbildung 6.17 ist dieser Effekt dargestellt. Das zusätzliche Lastmoment in der obersten Grafik wurde durch einen Störverlauf an die Regelung geführt. Wie oben schon bei einer Abgasmassenumschaltung gezeigt, ergeben sich aber bei der Anwendung der analytischen Lösung Nachteile. Bei etwa fünf Sekunden in der Abbildung ist dies erkennbar. Der Momentenabfall im Bereich zwischen 4.8 und 5 Sekunden würde bei der „QuadProg“-Implementierungsvariante nicht auftreten.

6.1.7 Hardware in the Loop Simulation

Für die Abschätzung des Rechenaufwandes in einem realen Steuergerät wurde das Verfahren der quadratischen Programmierung für eine entsprechende Hardwareumgebung implementiert und auf dieser Hardware getestet. In den simulativen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass sich bei direkter Berücksichtigung von Stellbegrenzungen Vorteile hinsichtlich der Regelgüte ergeben. Das trifft insbesondere für den Fall zu, dass zukünftige Soll- oder Störgrößenverläufe bekannt sind. Allerdings ist der numerische Mehraufwand gegenüber der analytischen Lösung erheblich.

Im Rahmen der hier beschriebenen Entwicklung wurde durch LEKHADIA [147, 148] und BEHRENDT [24, 26] ein aus der Literatur bekanntes Verfahren (active set method [70]) hinsichtlich der Laufzeit optimiert. In Abbildung 6.18 auf Seite 117 sind Ergebnisse einer Echtzeituntersuchung mit dem optimierten Algorithmus auf einem Motorsteuergerät mit einem TriCore TC 1796 Prozessor dargestellt (Infineon). In diesem Beispiel wurde das

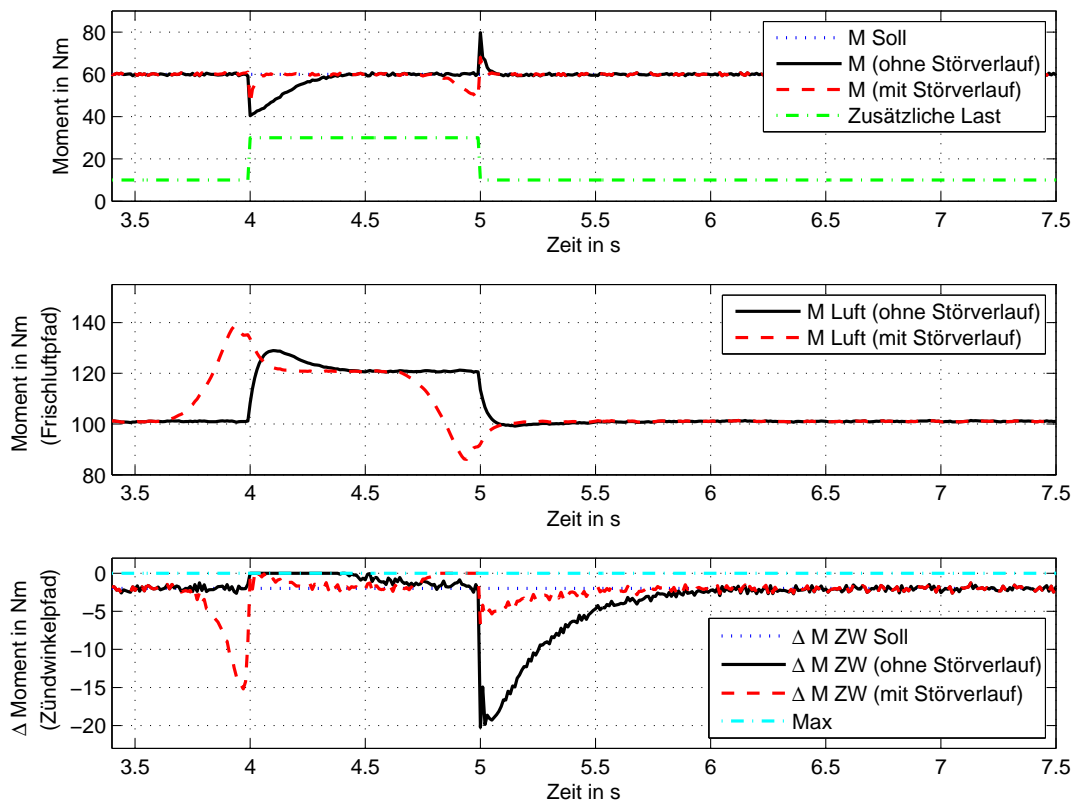


Abbildung 6.17: Vergleich MPR (analytisch) mit und ohne Störverlauf

Modell

$$\begin{bmatrix} n_{Ist} \\ \Delta\lambda_{Ist} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{n_ \alpha DK} & G_{n_ \Delta\lambda} \\ 0 & G_{\Delta\lambda_ \Delta\lambda} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{DK} \\ \Delta\lambda_{Soll} \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

für die Regelung verwendet. Als Hauptstellgröße wurde die Drosselklappe (Frischluftpfad) und als Deltastellgröße Lambda gewählt. Regelgröße war die Drehzahl. Das entspricht der später beschriebenen Regelung an einem 1-Zylinderprüfstand (siehe Abschnitt 6.2.1). Für die Abschätzung des Rechenaufwandes war die Beschränkung auf zwei Stellgrößen ausreichend. Im Falle einer Stellbegrenzung steigt die Rechenlast stark an, liegt aber mit etwa einer Millisekunde in einem für die Anwendung vertretbaren Bereich. Bei etwa 5 Sekunden erfolgte eine Wichtungsumschaltung, die in einer konservativeren Nutzung der Gemischvariation resultiert.

6.1.8 Zusammenfassung der Ergebnisse und Bewertung

Im vorhergehenden Abschnitt wurden verschiedene Anwendungsfälle des Momentenreglers simulativ untersucht und diskutiert. Der große Vorteil, dass sich die Reglerstruktur bei dem hier vorgestellten Ansatz allein aus dem Prozessmodell ergibt, wurde deutlich. Die Simulation erfolgte anhand eines komplexen nichtlinearen Modells. Die Ergebnisse der simulativen Untersuchungen bestätigen, dass für den Reglerentwurf einfache lineare Modelle

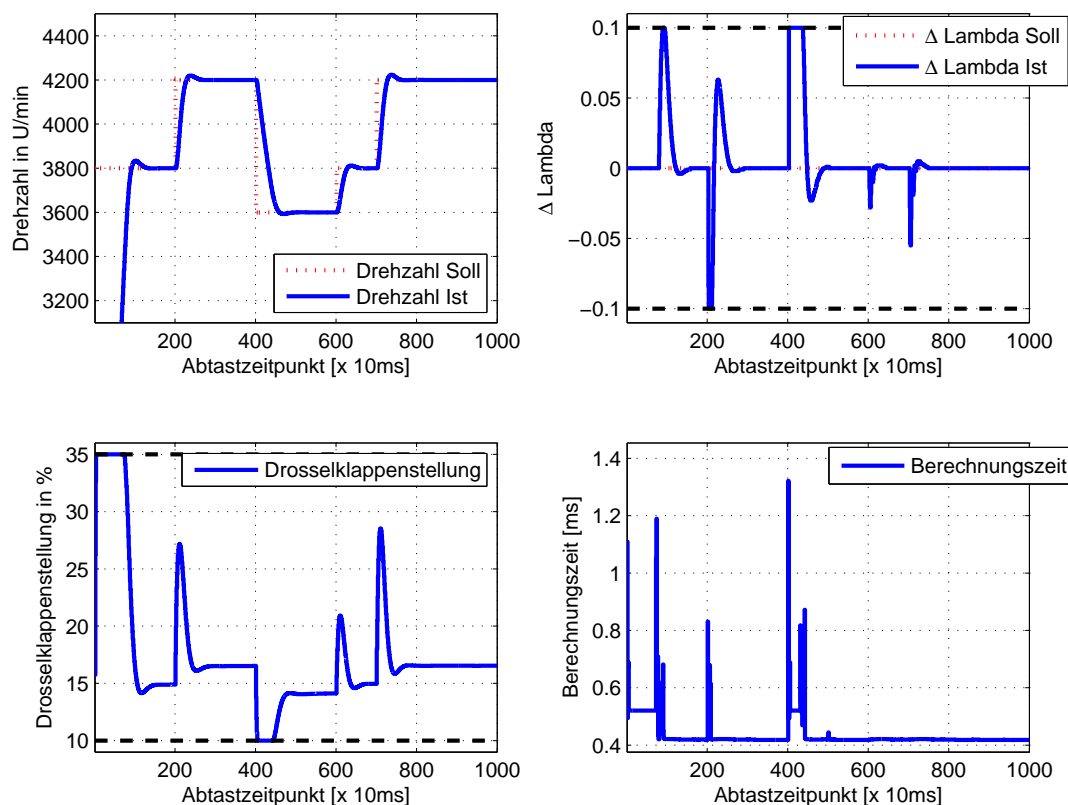


Abbildung 6.18: „Quadprog“-Laufzeituntersuchungen (TriCore TC1796) [24, 74]

ausreichend sind. Das ist mit der mehrstufigen Struktur entsprechend den Darstellungen in KAPITEL 3 zu begründen. In der Simulation wurde ebenfalls gezeigt, wie einfach sich die Struktur um zusätzliche Stellgrößen erweitern lässt. Aufgrund des Mehrgrößenansatzes werden alle Stellgrößen für die optimale Einstellung der Regelgrößen verwendet. Damit wurden die Erwartungen an die Reglerstruktur in der Simulation erfüllt.

Die Regelgüte kann entscheidend verbessert werden, wenn ein Sollwertverlauf über einen Zeithorizont vorgegeben wird. In diesem Fall ist die quadratische Programmierung der analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung vorzuziehen, da die Stellgrenzen aktiv berücksichtigt werden und ein eventueller Momentenreserveaufbau nicht mit unzulässigen Stelleingriffen realisiert wird. Der Verlauf der Stellgrenzen muss der Regelung ebenfalls bekannt gemacht werden. Die zukünftigen Sollwerte müssen innerhalb der Stellgrenzen liegen, da aufgrund der Dominanz der Stellgrenzen diese sonst nicht realisiert werden würden. Der Rechenaufwand für den Regelalgorithmus lässt sich reduzieren, wenn die Anzahl der Stützstellen der Sollwertsignale herabgesetzt werden. Bei geschickter Wahl der Stützstellen verschlechtert sich die Regelgüte dabei nur unwesentlich.

Werden zukünftige Informationen nicht in die Regelung einbezogen, ist die Anwendung der quadratischen Programmierung in Hinblick auf die Rechenlast und den Speicherplatzbedarf kritisch zu hinterfragen. Der Vorteil gegenüber der analytischen Lösung ist in diesem Falle gering.

Bei Anpassung der Prozessmodelle sollten gleichermaßen die Einstellparameter und da-

mit auch der Regler neu parametrisiert werden, da die Modelladaptation allein nicht den gewünschten Effekt ergibt. Hinsichtlich der Applikation zeigt das vorgestellte Verfahren Vorteile, da sich das Verhalten der Regelung über die entsprechenden Wichtungen gut steuern lässt. Die Umschaltung von einer Momentenregelung auf eine Drehzahlregelung erfolgt bei dem hier vorgestellten Regler einfach durch die Änderung der Wichtungen für die entsprechenden Regelgrößen.

Die Untersuchungen zum Multiratenproblem zeigen, dass die theoretisch günstigste Lösung (Variante C) sich als nicht praktikabel erweist, da durch das periodische Verhalten unerwünschte Schwingungen auf dem Luftpfad angeregt werden. Ähnliches Verhalten zeigte sich bei Variante D. Variante B, bei der die Synchronstellgrößen äquidistant im schnellen Raster berechnet und der Mittelwert der berechneten Werte bis zur nächsten Realisierungsmöglichkeit (Synchro) als Stellwert dient, stellt sich in den praktischen Untersuchungen als ausreichend heraus.

Mittels Hardware in the Loop Simulation konnte gezeigt werden, dass die entwickelte Regelungsstruktur und die quadratische Programmierung nach der durchgeführten Laufzeitoptimierung in gegenwärtig verfügbaren Steuergeräten der oberen Leistungsklasse durchaus anwendbar sind.

6.2 Prüfstandserprobung

Anhand der oben beschriebenen Simulationstests konnte gezeigt werden, dass die entwickelten Verfahren für eine Verbrennungsmotorsteuerung sehr gut geeignet sind und die modellprädiktive Regelung sowohl mit Berücksichtigung der Stellgrenzen in einem handelsüblichen Motorsteuergerät lauffähig ist. Um das Potential im Hinblick auf die Serienanwendung weiter zu untersuchen, wurden die Verfahren in diesem Abschnitt an zwei realen Verbrennungsmotorprüfständen angewendet. Das wesentliche Ziel ist dabei der Nachweis der Funktionsfähigkeit sowie eine Abschätzung der erreichbaren Regelgüte am Realprozess.

Zunächst wird ein eigens für diese Untersuchungen aufgebauter 1-Zylinder-Prüfstand vorgestellt. Dieser dient hauptsächlich dazu, die Verfahren in einer Praxisumgebung zu verifizieren und die entwickelten Algorithmen der prädiktiven Regelung hinsichtlich der Laufzeit zu untersuchen. Die Regelungsaufgabe besteht in diesem Falle in der Einstellung eines Soll Drehzahlverlaufes unter Nutzung der verschiedenen Stellerichtungen des Motors.

Im zweiten Abschnitt dieses Kapitels werden die Verfahren an einem modernen 4-Zylinder-Prüfstandsmotor analysiert.

6.2.1 Einzylinderprüfstand

Auf den folgenden Seiten soll der oben entwickelte Steuerungsansatz an einem Testmotor (Bild 6.19) untersucht und bewertet werden. Aufgrund geringer Ressourcen an kommerziellen Verbrennungsmotorprüfständen wurde dazu ein Verbrennungsmotorteststand mit einem 4-Takt-Einzylindermotor in Betrieb genommen. Zur Steuerung und Erfassung von Prozesszuständen wurde dieser Motor mit einer Reihe von Sensoren (Drehzahl, Lambdasonde, Zylinderdruck, Abgastemperatur und Nockenwellenstellung) und Aktoren

(Drossel- und Chokeklappe, Zündung) ausgestattet. Ein großer Vorteil liegt in den geringen Kosten für diesen Versuchsaufbau. Die Ergebnisse der Untersuchungen an diesem Motor sind aufgrund der ähnlichen Prozesseigenschaften übertragbar auf andere Verbrennungsmotorantriebe.

In den folgenden Abschnitten wird zunächst der Prüfstands Aufbau erläutert. Für die Steuerung wird das Powertrain Starter Kit (PSK) [44] mit einem TriCore Mikrocontroller TC1796 der Fa. INFINEON [106] verwendet. Die in den KAPITELN 3 und 5 entwickelten Verfahren wurden auf diesem Mikrocontroller implementiert. Die Steuerungsstruktur sowie die Ergebnisse der Untersuchungen werden nachfolgend ebenfalls erläutert.

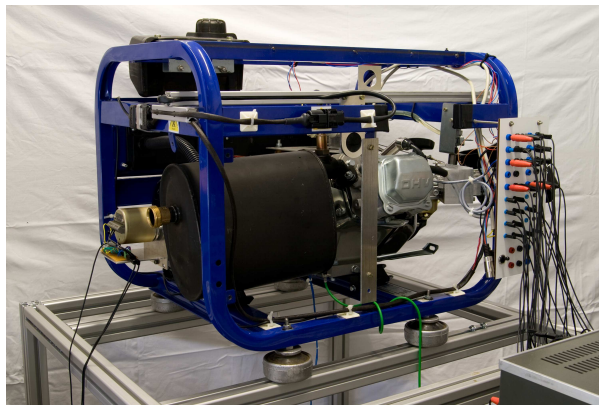


Abbildung 6.19: Teststand auf Grundlage des Notstromaggregates ESE 2000 BS der Fa. ENDRESS

Beschreibung des Prüfstandes und der Entwicklungssysteme

Der schematische Aufbau des modifizierten Einzylindermotors ist in Abbildung 6.20 dargestellt. Die Chokeklappe, die normalerweise zum Einstellen eines fetten Gemisches während der Kaltstartphase genutzt wird, beeinflusst den Druck am Vergaser. Dieser resultierende Unterdruck ist ausschlaggebend für die Zerstäubung des Kraftstoffes und damit für das Vermischen von Kraftstoff und Frischluft. Das so entstehende Gemisch strömt über die Drosselklappe in den Zylinder und beeinflusst das durch die Verbrennung resultierende Antriebsmoment an der Kurbelwelle. Da die Chokeklappe und die Drosselklappe aus Sicht der Frischluftströmung in Reihe angeordnet sind, kommt es zu starken Querverkopplungen. So beeinflusst auch die Chokeklappe die Gemischmenge im Zylinder. Das Ein- und

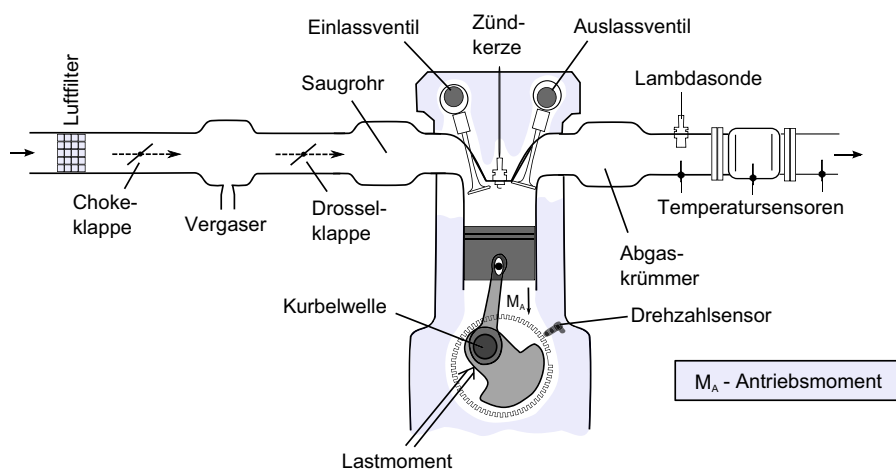


Abbildung 6.20: Schematische Darstellung des um- und aufgerüsteten Einzylindermotors

Auslassventil ist über die Kurbelwelle und Nockenwelle fest an die Drehzahl gekoppelt. Bei der Zündung gibt es zwei Varianten. Zum einen kann die Zündung im Auslieferungszustand mittels einer Magnetzündanlage, die über einen Magneten am Schwungrad den Zündimpuls erhält, erfolgen. Der Zündwinkel ist damit fest an die Drehzahl gebunden. Zum anderen kann der Zündimpuls mittels der nachgerüsteten Transistorzündung durch eine Steuerung frei gewählt werden.

Abbildung 6.21 zeigt die Entwicklungsumgebung, bestehend aus einem Host-Rechner, einem Target-Rechner, einem Steuergerät (Powertrain Starter Kit), dem Einzylindermotor inklusive Generator und elektrischer Last.

Die Ansteuerung der Stelleinrichtungen (Drossel- und Chokeyklappe, Zündung) erfolgt durch einen Prüfstandsrechner mit Echtzeitbetriebssystem. Als Echtzeitbetriebssystem findet hier das xPC-Target-System der Fa. THE MATHWORKS [165] Anwendung. Die Entwicklung der Steuerung wurde unter MATLAB[®] und SIMULINK[®] durchgeführt. Als Ergebnis lässt sich die komplette Steuerung über eine automatische Codegenerierung für den Zielrechner erzeugen.

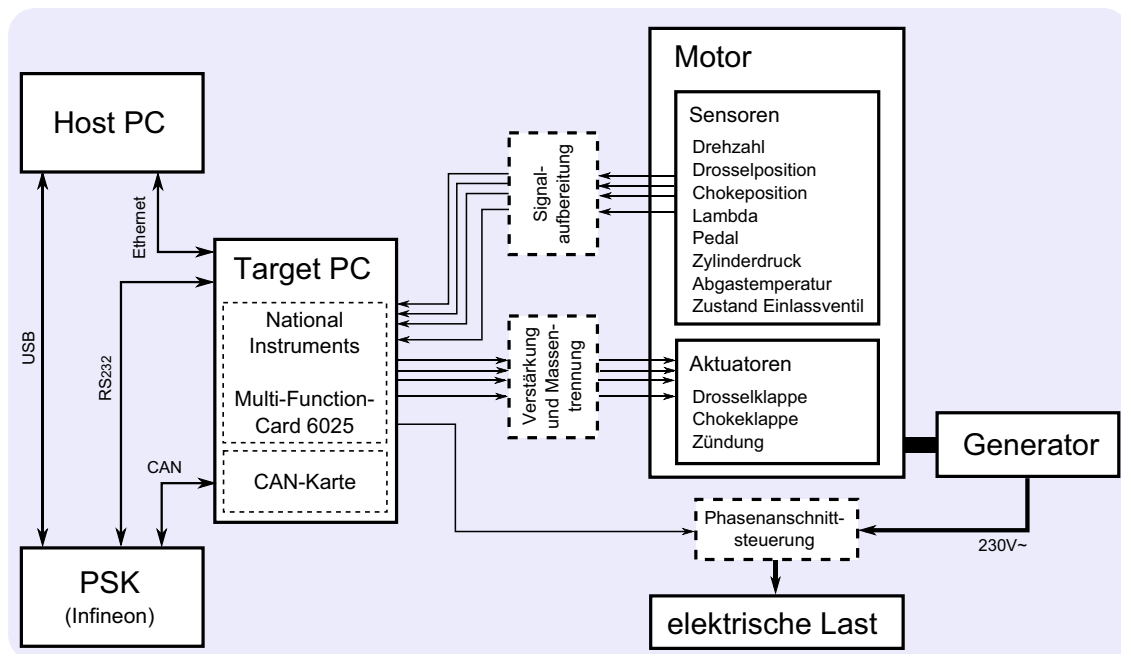


Abbildung 6.21: Übersicht Einzylinderprüfstand

Das im Bild 6.21 angegebene PSK dient im Wesentlichen als Korechner für den xPC-Target-Rechner. Dieses System ist ein spezielles Entwicklungssteuergerät der Fa. INFINEON [44] für den Automotive-Bereich. Es enthält alle erforderlichen Schnittstellen einer Motorsteuerung (zum Beispiel Leistungsverstärker für die Transistorzündung oder zur Ansteuerung der Drosselklappe). Als Recheneinheit dient der Mikrocontroller TC1796, dessen Programmierung über die Entwicklungsumgebung Tasking auf dem Host-Rechner erfolgt. Die ausführbare Datei wird über eine bestehende Universal Serial Bus (USB)-Verbindung auf das Mikrocontrollersystem übertragen.

Für die Beschreibung der einzelnen Komponenten und der integrierten Funktionen sei an

dieser Stelle auf [75] verwiesen. Anhang B enthält weitere Information zum Prüfstands-
motor.

Steuerungsstruktur zur Regelung der Motordrehzahl

Abbildung 6.22 zeigt die Steuerungsstruktur zur Regelung der Kurbelwelldrehzahl am Einzylinderprüfstand. Darin ist ersichtlich, dass hier keine Momentenstruktur verwendet wurde. Der Mehrgrößenregler greift also mittels aktuatorbezogener Größen (Drosselklappe, Chokeklappe und Zündung) direkt in den Prozess ein. Die Idee der Kaskadenstruktur als auch die Einteilung der Stellgrößen in eine Hauptstellgröße (Drosselklappe) und verschiedene Deltastellgrößen (Deltazündwinkel und Deltalambda) ist jedoch realisiert.

Wie zu erkennen ist, wird auf dem Steuergerät (PSK) lediglich der hinsichtlich Laufzeit optimierte modellprädiktive Regler mit Berücksichtigung von Stellgrenzen gerechnet [24, 26, 27]. Wahlweise sind für die Kommunikation zwischen dem PSK und dem xPC-Target das Controller Area Network (CAN) oder eine RS232-Schnittstelle möglich. Die unterlagerten Regelkreise, wie beispielsweise die Lambda-regelung oder die Drosselklappenregelung laufen in Echtzeit auf dem Target-Rechner.

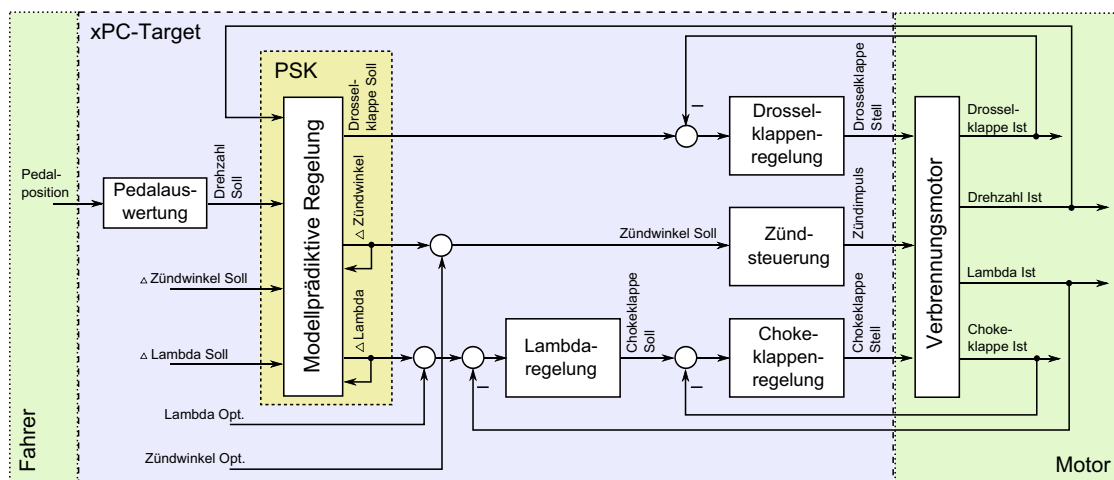


Abbildung 6.22: Regelungsstruktur am Einzylinderprüfstand

Um den modellprädiktiven Regler zu applizieren, war zunächst eine Modellierung des Systems erforderlich. Eine Drehzahl von 3800 Umdrehungen pro Minute und ein Gemischverhältnis von Lambda gleich eins sowie ein Zündwinkel von 30° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt diente zu diesem Zweck als Arbeitspunkt. Nach Anregung des Systems durch Änderungen der Drosselklappe, des Deltazündwinkels und des Deltagemischwertes konnten mittels Ausgleichsrechnung drei Modelle für die Wirkung von Zündung, Lambda und Drosselklappe auf die Drehzahl bestimmt werden. Die Zündwinkeldynamik wurde durch eine Totzeit von einem Abtastschritt modelliert. Das gleiche Modell wurde für den Teilprozess $G_{\lambda-\lambda}$ in Gleichung 6.13 angesetzt. Das Gesamtmodell für die prädiktive Rege-

lung ergibt sich zu

$$\begin{bmatrix} n_{Ist} \\ \Delta ZW_{Ist} \\ \Delta \lambda_{Ist} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{n_DK} & G_{n_ZW} & G_{n_λ} \\ 0 & G_{ZW_ZW} & 0 \\ 0 & 0 & G_{λ_λ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} DK_{Soll} \\ \Delta ZW_{Soll} \\ \Delta \lambda_{Soll} \end{bmatrix}. \quad (6.13)$$

Im Folgenden sind zwei Ergebnisse dokumentiert. Abbildung 6.23 zeigt eine Regelung, bei der der Zündwinkel als Stelleinrichtung nicht zur Verfügung stand. Demnach wurden zur Regelung der Drehzahl nur die Drosselklappe und die Lambdadiferenz als Stellgrößen des modellprädiktiven Reglers genutzt. Mit der Wahl der Wichtungen für die Regelung wurde ein konservativer Einsatz der Deltastellgröße über den Lambdastellpfad erreicht. In dem im Bild 6.23 dargestellten Bereich I liegt die Initialisierungsphase des xPC-Target-Systems. Nach dieser Phase werden die Drossel- und Chokeyklappenregelung frei gegeben und es erfolgt der Motorstart mittels Reversierstarter (Bereich II). Der Drehzahlregler wird nach Erreichen einer Drehzahl von 3500 Umdrehungen pro Minute eingeschaltet (Bereich III). Hier werden auch die Stellgrenzen für die MP-Regelung frei gegeben. Wie im Bild ersichtlich, wird die Drehzahl durch den prädiktiven Regler eingestellt und gleichzeitig wird Lambda auf den Sollwert geführt. Dennoch werden dynamische Eingriffe über den Lambdastellpfad realisiert. Im Bereich zwischen fünf und sieben Sekunden (Bereich IV) ist der Lambdaeingriff dabei deutlich zu erkennen.

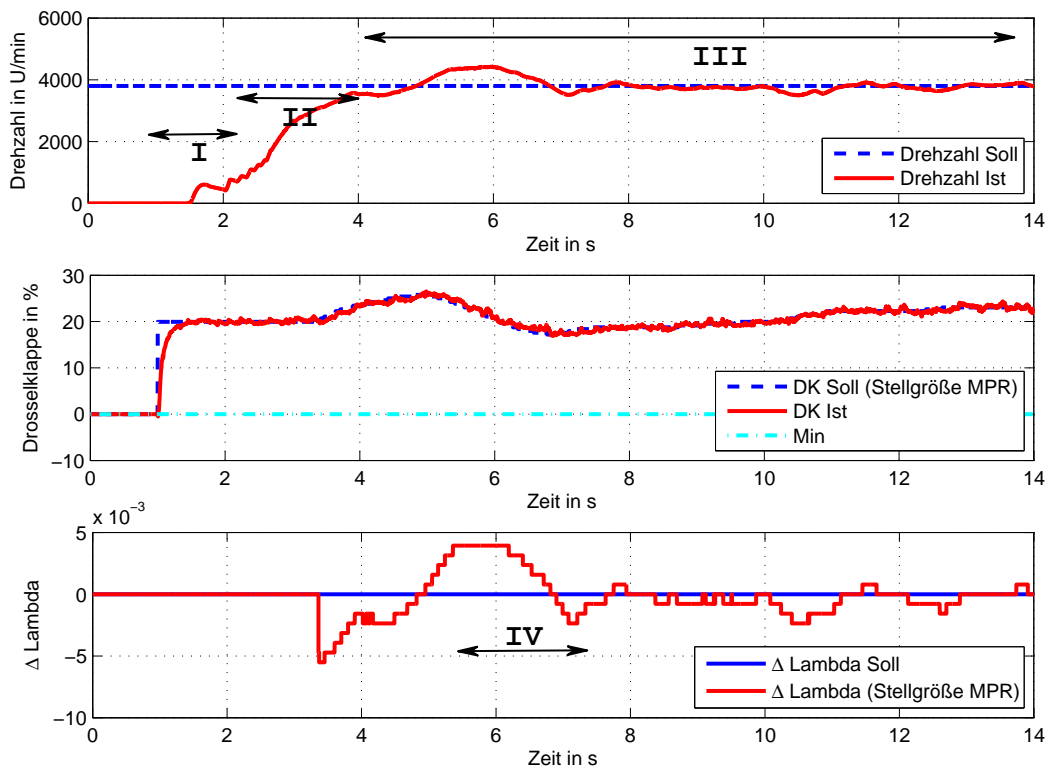


Abbildung 6.23: Drehzahlregelung mit Drosselklappe und Deltalambda als Stellgrößen¹⁴

¹⁴Das durch den MPR erzeugte Stellsignal Deltalambda wird lediglich mittels 8 Bit vom PSK zum Target-Rechner übertragen und weist daher das zu erkennenden diskrete Verhalten auf.

In Abbildung A.19 auf Seite 157 ist ein weiteres Regelungsergebnis gezeigt, bei dem die Drosselklappe auf die minimale Öffnung begrenzt wird. Diese Restriktion wird mit einer Abmagerung des Gemisches durch den modellprädiktiven Regler kompensiert und dem Drehzahlanstieg somit entgegengewirkt. Anschließend wird eine Anfettung bei Abfall der Drehzahl sichtbar.

Eine Regelung, bei der die Drosselklappe und der Zündwinkel als Stelleinrichtungen zur Verfügung standen, ist im Bild 6.24 dargestellt. Der Motorstart erfolgte auch hier bis zu einer Drehzahl von 3500 Umdrehungen pro Minute rein gesteuert (Bereich I). Nach der Aktivierung der MP-Regelung wird die Solldrehzahl über den gesamten Verlauf eingestellt (Bereich II). Bei einer Messzeit von etwa 12 Sekunden wurde die Motorlast sprunghaft erhöht (Bereich III). Durch den Regler wird die Frischluftfüllung angehoben und die Zündwinkeldifferenz dynamisch zur Ausregelung des resultierenden Drehzahlfehlers genutzt. In diesem Arbeitspunkt wurde der Prozess identifiziert, was einen deutlich ruhigeren Motorlauf zur Folge hat. Die Führungsgrößenänderungen bei etwa 22 und 32 Sekunden (Bereich IV und V) werden unter Verwendung beider Stellgrößen realisiert, wobei die geforderte Deltazündwinkeldifferenz von -2 Grad Kurbelwinkel im Mittel eingestellt wird. Das oszillierende Verhalten des Zündwinkelpfades kann durch die prozessbedingten Drehzahlschwankungen begründet werden. Abhilfe ist hier durch Modifikation der Wichtungsverhältnisse denkbar.

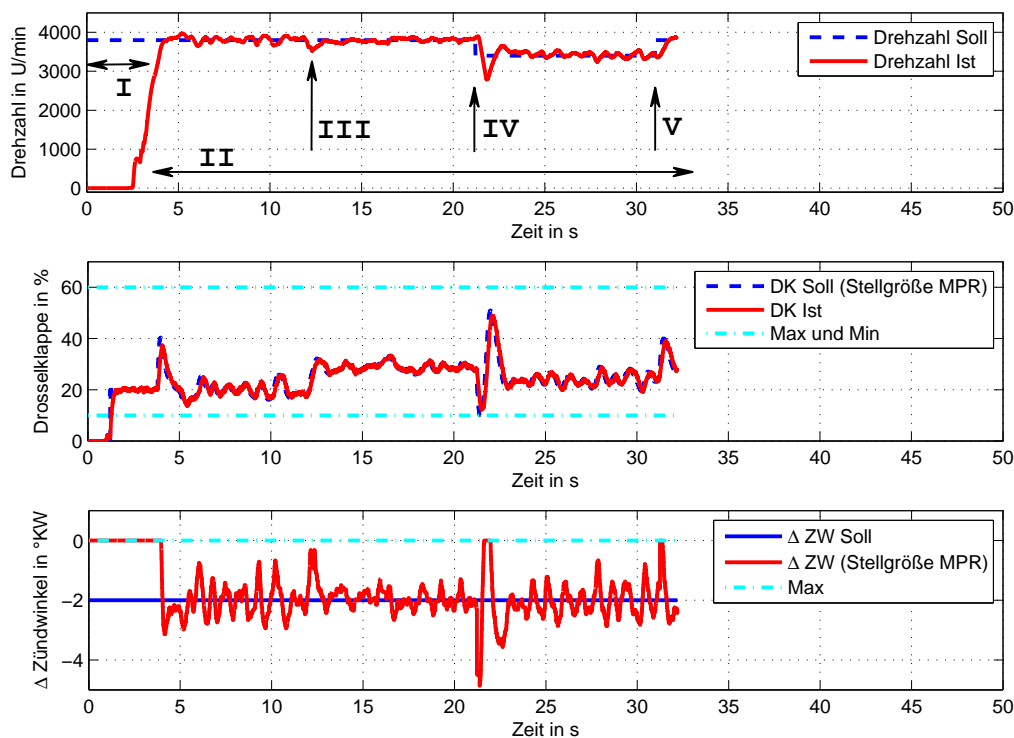


Abbildung 6.24: Drehzahlregelung mit Drosselklappe und Deltazündwinkel als Stellgrößen

Die Einstellung eines stöchiometrischen Gemisches erfolgte hier unabhängig von der Drehzahlregelung durch einen separaten Lambdaregler. Wird durch den MPR zur Drehzahl-

regelung die Füllung variiert, ändert sich im gleichen Zuge das Luft/Kraftstoffgemisch. Die Nachregelung dieses Gemisches ist aufgrund der Chokeyklappenanordnung sehr träge, wodurch das Prozessverhalten erheblich beeinflusst wird.

Zusammenfassung der Ergebnisse und Bewertung

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte 1-Zylinder-Verbrennungsmotorprüfstand verfügt über drei unabhängig voneinander ansteuerbaren Stelleinrichtungen. Neben der Drosselklappe für die Frischluftmenge sind dies die Chokeyklappe für das Gemischverhältnis und die Transistorzündung für die Ausgabe des Zündfunken. Auf die Umsetzung einer momentenbasierten Funktionsstruktur für den Motor wurde im Rahmen dieser Arbeit aus Aufwandsgründen verzichtet, da bei den Untersuchungen weniger die Regelgüte als vielmehr die ordnungsgemäße Funktion der Algorithmen im Vordergrund stand. Die Untersuchungen lieferten dennoch wertvolle Erkenntnisse bei der Praxisanwendung des hier vorgestellten Regelungskonzeptes.

Es wurde eine Drehzahlregelung mit direkter Berücksichtigung von Stellgrenzen realisiert („QuadProg“-Algorithmus). Dabei wurde nachgewiesen, dass der Algorithmus auf gegenwärtig verfügbaren Motorsteuergeräten lauffähig ist.

6.2.2 Vierzylinderprüfstand

Neben den grundlegenden simulativen Untersuchungen und den Echtzeittests am beschriebenen Einzylindermotor wurden umfangreiche praktische Untersuchungen vor allem an einem realen 4-Zylinder-Verbrennungsmotor durchgeführt. Im folgenden Teilkapitel wird zunächst die Prüfstands Umgebung beschrieben. Anschließend werden das Vorgehen bei der Modellierung des Prozessverhaltens sowie wichtige Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchung vorgestellt.

Beschreibung des Prüfstandes und der Entwicklungssysteme

Für die Untersuchung und Erprobung der entwickelten Verfahren an einem realen Prozess wurde ein aufgeladener Prüfstandsmotor mit vier Zylindern und Direkteinspritzung verwendet. Die Kenndaten dieses Verbrennungsmotors sind im ANHANG A.3 zusammengefasst. Die Steuerung des Motors wird durch ein Entwicklungssteuergerät der Fa. dSPACE übernommen, welches über einen Koppelkasten und einen Adapterkabelbaum mit dem standardmäßigen Kabelbaum des Prüfstandsmotors verbunden wurde.

Über eine am Zweimassenschwungrad (ZMS) angeflanschte dynamische Vier-Quadranten-Bremse ist ein definiertes Anfahren von beliebigen Arbeitspunkten über Drehzahl oder Lastmoment möglich, wodurch zwei Betriebsarten am Prüfstand gefahren werden können:

- Regelung der Drehzahl und
- Regelung des Antriebsmomentes

Über parametrierbare Konstanten und Rampen können sowohl im normalen als auch im geschleppten Betrieb Drehzahl- und Drehmomentenverläufe vorgegeben werden. Zusätz-

lich zu diesen Steuerungsfunktionen sind in der Messumgebung Überwachungsfunktionen für zum Beispiel den Kühlkreislauf oder die Abgastemperatur, aber auch Schnittstellen zur Erfassung der Abgaszusammensetzung oder zur Fernsteuerung integriert. Über die Fernsteuerung können beliebige Lastmoment- und Drehzahlverläufe übergeben werden. Das ermöglicht realitätsnahe Tests.

Neben diesen klassischen Komponenten eines Prüfstandes stand ein Indiziersystem zur Verfügung. Dieses System ermöglicht die exakte Messung des Kurbelwellenwinkels und die Erfassung des Brennraumdruckes in jedem einzelnen Zylinder. Für die Reglerimplementierung wurde eine spezielle Softwaretoolkette der IAV GmbH¹⁵ eingesetzt. Dabei werden die in der Entwicklungsumgebung Matlab® und Simulink® erstellten Reglerfunktionen automatisch in einen steuerungsspezifischen Programmcode überführt und anschließend auf das Motorsteuergerät übertragen. Die auf einem Applikations-PC laufende, über das Gateway ES690 mit dem Steuergerät verbundene Entwicklungsumgebung INCA der Fa. ETAS dient gleichzeitig der Parametrierung von Verstellgrößen als auch der Online-Erfassung und Speicherung von Messdaten. Abbildung 6.25 zeigt eine Übersicht der verwendeten Entwicklungsumgebung und der Hardware.

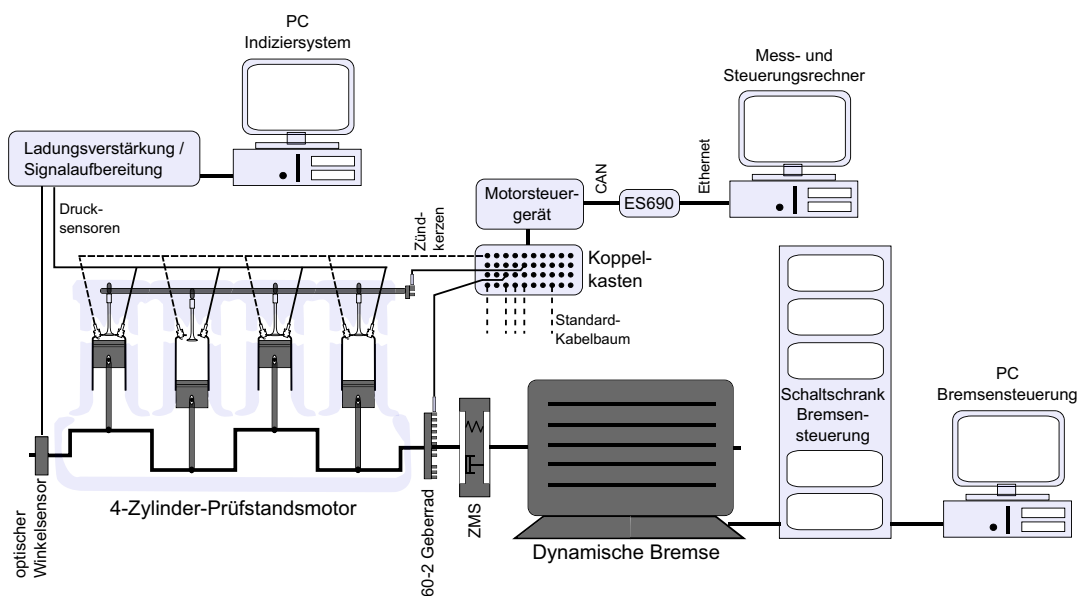


Abbildung 6.25: Übersicht der Entwicklungsumgebung am Motorenprüfstand

Die für den Entwurf des modellprädiktiven Reglers erforderlichen dynamischen Modelle wurden durch experimentelle Modellbildung an verschiedenen Arbeitspunkten (Last und Drehzahl) gewonnen. Die Modellbildung erfolgte dabei teilweise automatisiert, wobei die motorischen Grenzen, wie zum Beispiel der Spitzendruck, die Motortemperatur oder das Motorklopfen überwacht wurden.

Auf der Basis dieser Modelle wurden die Reglerparameter ermittelt und über die Applikationsschnittstelle in das Steuergerät geladen. Der Prozess dieser modellbasierten Grundbedatung ist in Abbildung 6.26 dargestellt.

¹⁵Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr

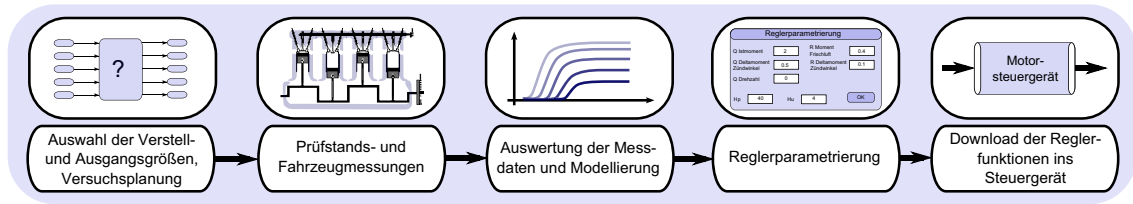


Abbildung 6.26: Vorgehensweise zur Grundbedatung der Reglerparameter [209]

Analyse und Modellierung des Prozessverhaltens

Für den Prüfstandstest standen lediglich das Moment über Frischluft und das Deltamoment über Zündwinkel als Stellgrößen zur Verfügung. Zur Reglerparametrierung war es also erforderlich, den Einfluss dieser Größen auf die Drehzahl und das Antriebsmoment zu ermitteln. Die entsprechenden Modelle wurden, wie oben erwähnt, durch experimentelle Modellbildung gewonnen. Die ersten Untersuchungen erfolgten in einem eingeschränkten Drehzahlbereich. Deshalb wurde lediglich ein Einzelmodell und keine arbeitspunktabhängigen Modelle verwendet. Das für die Prüfstandsuntersuchungen verwendete Modell ist durch die Gleichung

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} \\ G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

gegeben. Darin sind $G_{M_M_H}$, $G_{M_ \Delta M_{ZW}}$ und $G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}}$ Systeme 1. Ordnung und $G_{n_M_H}$ sowie $G_{n_ \Delta M_{ZW}}$ Systeme 2. Ordnung.

Implementierung der Regelung

Für die Untersuchungen am 4-Zylinder-Verbrennungsmotorprüfstand wurde das in KAPITEL 4 und 5 beschriebene Regelungsverfahren ohne direkte Berücksichtigung von Stellbeschränkungen (analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung) verwendet. Der Regler wurde entsprechend Abbildung 5.3 implementiert. Neben der Reglerimplementierung war es notwendig die Modelle zur Transformation beziehungsweise zur Rücktransformation zu implementieren. Dazu fand der in KAPITEL 3.2.2 vorgestellte Modellansatz Anwendung. Wichtig für eine erfolgreiche Umsetzung der entwickelten Struktur war in diesem Zusammenhang, dass sich die Transformation und die Rücktransformation bei aufeinander folgender Anwendung exakt auf-

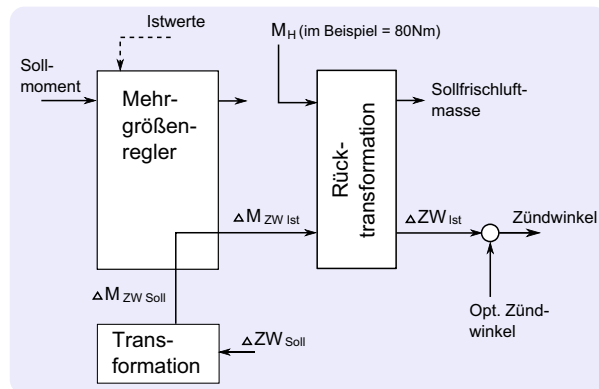


Abbildung 6.27: Anordnung zum Test auf exakte Rücktransformation

heben. Im folgenden wird diese Eigenschaft mit der im Bild 6.27 dargestellten Anordnung untersucht.

Zunächst wurde dazu die Momentenregelung deaktiviert und über den Frischluftpfad ein konstantes Moment eingestellt. Durch die Brennverfahrensteuerungen wurden testweise verschiedene Abweichungen vom optimalen Zündwinkel, also ein Deltazündwinkel gefordert. Dieser wurde in der Transformation in ein Deltamoment umgerechnet, durch die Regelung geführt (keine Veränderung durch Momentenregler - $\Delta M_{ZW_{Soll}} = \Delta M_{ZW_{Ist}}$) und in der Rücktransformation wieder in einen Deltazündwinkel zurückgerechnet. Das Messergebnis ist in Abbildung 6.28 dargestellt. Die Differenz zwischen dem optimalen Zündwinkel (opt. ZW) und dem ausgegebenen Zündwinkel (ZW), welcher durch die Zündsteuerung realisiert wird, entspricht genau dem von den Brennverfahrensteuerungen geforderten Deltasollzündwinkel (ΔZW_{Soll}). Die exakte Invertierung ist demnach gewährleistet.

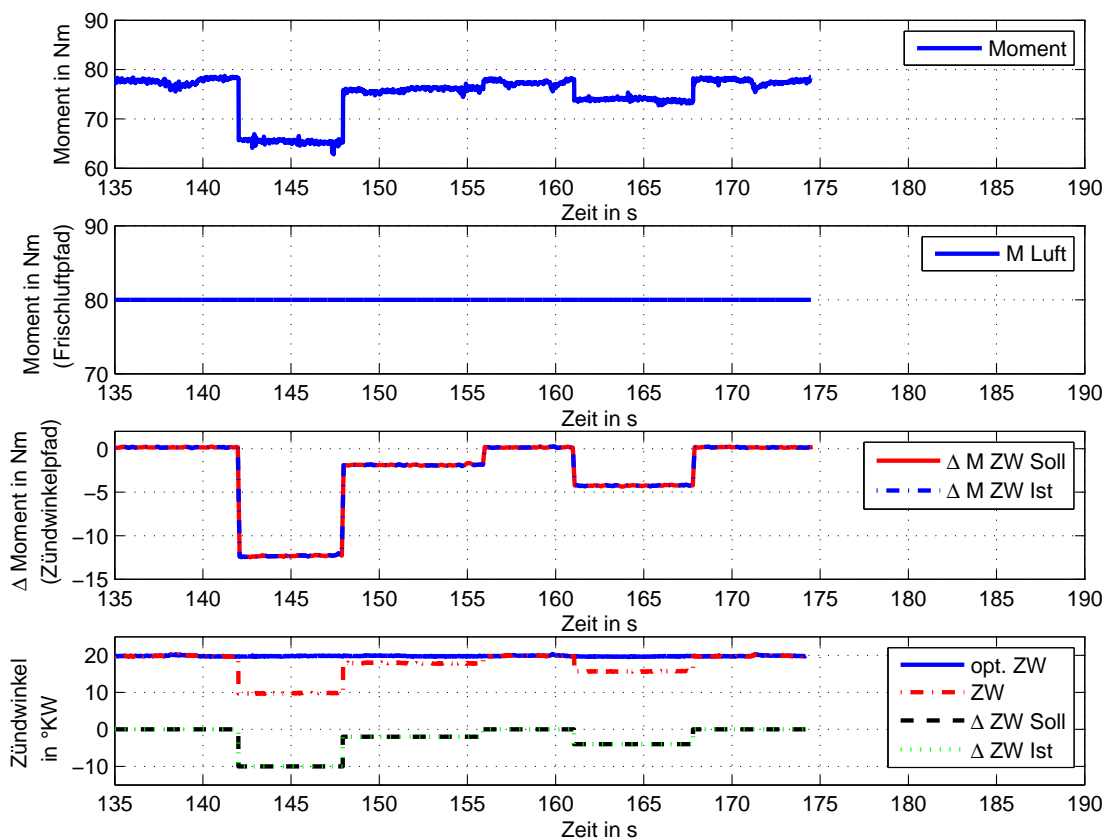


Abbildung 6.28: Test auf exakte Rücktransformation am Prüfstand

Regelung der Motordrehzahl und des Antriebsmomentes

Zur Momenten- und Drehzahlregelung wurde mit dem oben ermittelten Prozessmodell ein modellprädiktiver Regler bedatet. Die Wichtungsparameter wurden so gewählt, dass der Luftpfad sehr konservativ zur Regelung genutzt wird. In Abbildung 6.29 ist das Ergebnis einer Momentenregelung bei einer konstanten Drehzahl von 4500 Umdrehungen pro

Minute dargestellt. Oben erkennt man das Soll- und Istmoment, darunter die Stellgröße Moment über Frischluft, in der dritten Grafik die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel und in der untersten Abbildung den optimalen sowie den ausgegebenen Zündwinkel. Es wird deutlich, dass die Deltastellgröße nur transient bei Führungsgrößenänderungen vom Momentenregler zur Ausregelung der Fehler genutzt, sonst aber auf den entsprechenden Sollwert zurückgeführt wird (zum Beispiel Bereich I). Ist das Deltamoment über den Zündwinkelpfad gleich Null (zum Beispiel im Bereich II), wird auch der optimale Zündwinkel (siehe unterste Darstellung in Abbildung 6.29, Bereich III), also der Grundwert für das maximale Moment, ausgegeben.

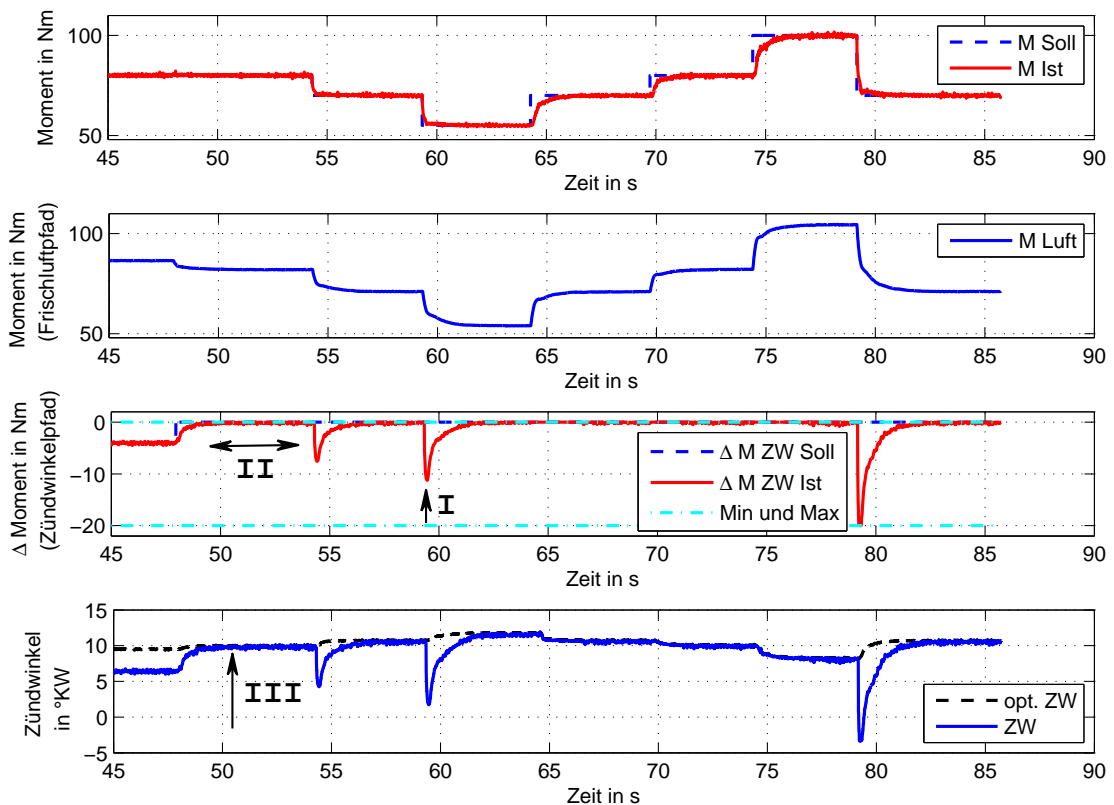


Abbildung 6.29: Momentenregelung bei einer Kurbelwellendrehzahl von 4500 U/min

In Abbildung A.20 ist ein Ergebnis der Regelung des Antriebsmomentes bei einer Drehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute dargestellt. Der Regler wurde dazu nicht an die niedrige Drehzahl angepasst. In der Abbildung sind verschiedene Reserveanforderungen (Deltamoment über Zündwinkel) zu erkennen, die durch die Regelung momentenneutral realisiert werden. Ein weiteres Ergebnis ist in Abbildung A.21 dargestellt. Die Sollwertvorgabe erfolgte hier durch das Fahrpedal.

In Abbildung 6.30 ist ein Ergebnis einer Momentenregelung bei einer Kurbelwellendrehzahl von 1500 Umdrehungen pro Minute abgebildet. Die Anordnung der Messverläufe ist gleich der oberen Darstellung. Das Antriebsmoment sollte über den gesamten Zeitverlauf konstant auf 70 Nm gehalten werden. Bei einer Messzeit von 70,2 Sekunden (Bereich I) wurde durch die Brennverfahrensteuerung beispielhaft ein Deltamoment Zündwinkel ver-

schieden von Null gefordert. Diese Forderung sollte momentenneutral eingestellt werden. Durch die Regelung wird das Deltamoment über den Zündwinkel auf den neuen Sollwert geführt und gleichzeitig das Moment über Frischluft erhöht. Das Moment weicht dabei nur geringfügig vom Sollwert ab. Der Grund für die Abweichung ist ein fehlerhaftes Prozessmodell. Für den Frischluftpfad diente ein Modell mit einer Zeitkonstante von circa 0.3 Sekunden zur Prozessbeschreibung. Bei späteren Rastervermessungen wurde für diesen Arbeitspunkt allerdings eine Zeitkonstante von etwa 0.4 Sekunden ermittelt (siehe dazu Abbildung 5.16). Im Bereich II der Abbildung 6.30 wird durch die Brennverfahrenssteuerung eine positive Momentenänderung im Zündwinkelpfad gefordert.

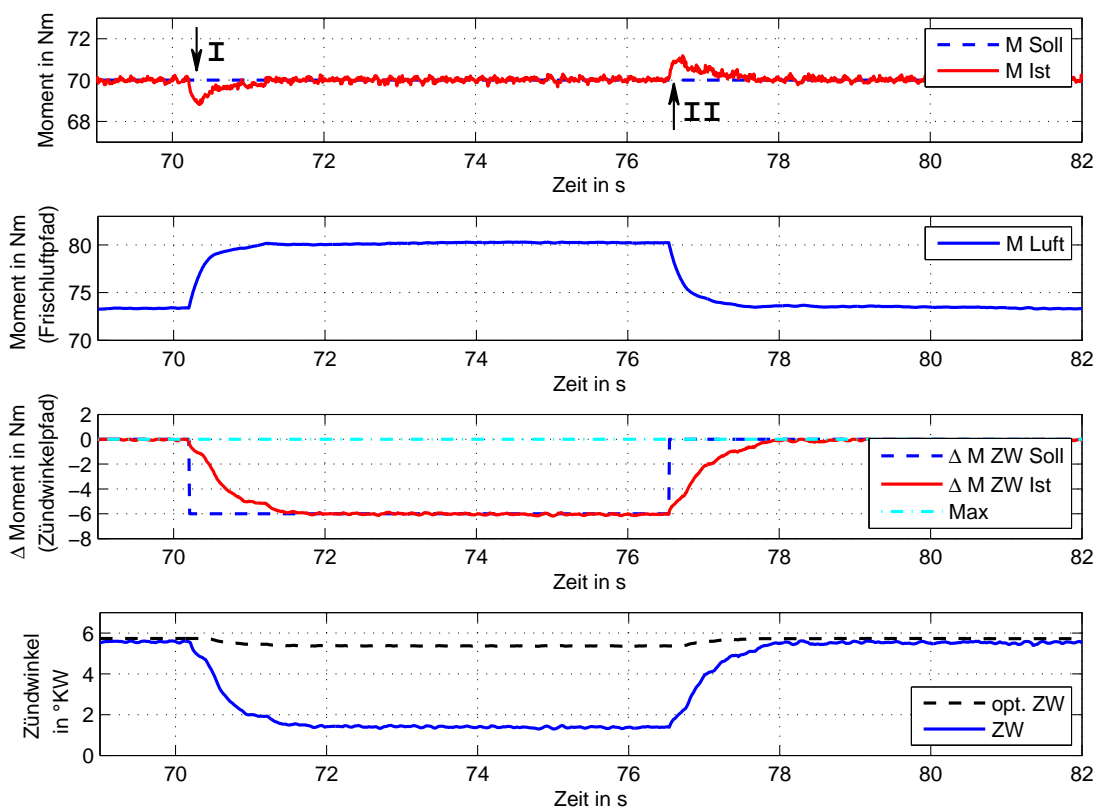


Abbildung 6.30: Momentenregelung bei Reserveanforderung und einer Kurbelwellendrehzahl von 1500 U/min

Wird ein Reservemoment über den Zündwinkel realisiert, kann dies anschließend zur Einstellung der Führungsgröße, aber auch zur Ausregelung von Störungen genutzt werden. Dies wird automatisch durch den Momentenregler realisiert. In Abbildung 6.31 ist ein Vergleich mit und ohne Reservemoment abgebildet. Wie in der linken Darstellung (Bereich I) zu erkennen ist, wird das Reservemoment zur schnellen Einregelung des Antriebsmomentes sprunghaft eingesetzt und anschließend zurück auf den Sollwert geführt. Deutlich wird dabei, dass die Reserve von 2 Nm direkt im Istmoment zu erkennen ist. Die Verstärkung des Prozesses ist demnach wie angenommen gleich eins. Ist keine Momentenreserve vorhanden (rechte Darstellung Bereich II), ist die Regelabweichung im Moment wesentlich größer, da über den Luftpfad der Momentenaufbau nur langsam erfolgt.

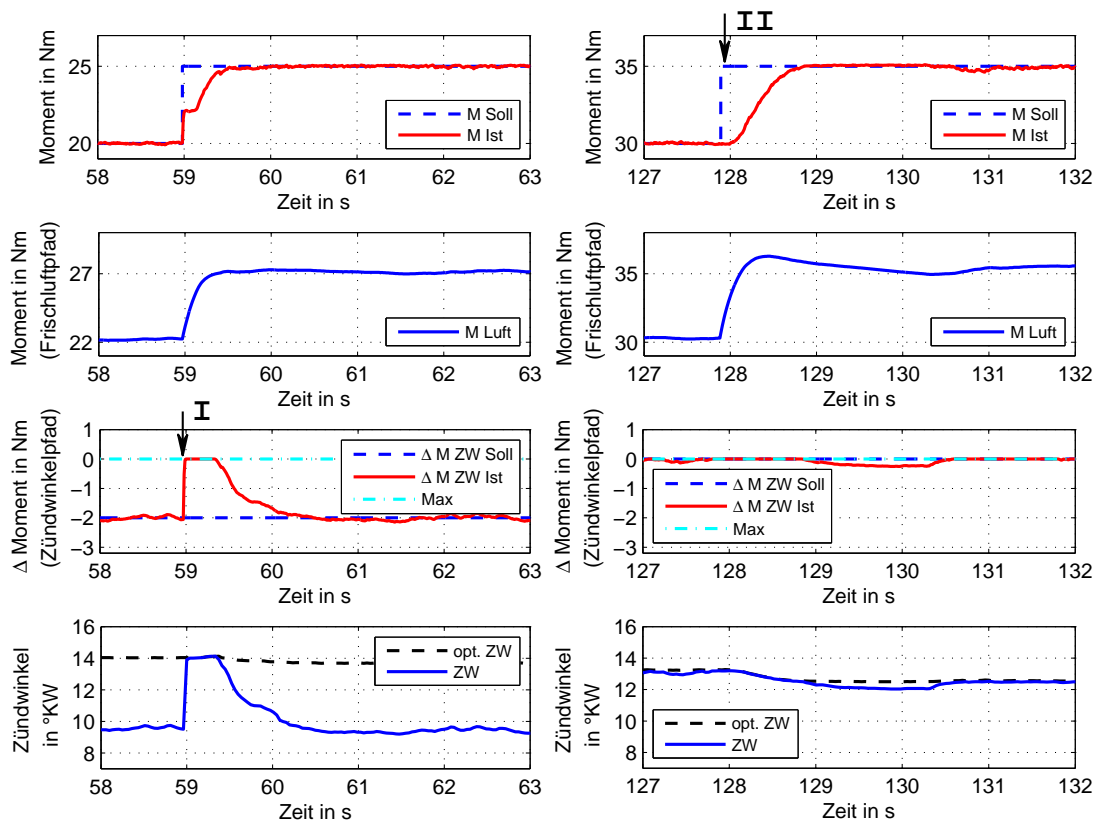


Abbildung 6.31: Vergleich Momentensprung mit und ohne Reserve bei einer Kurbelwelleldrehzahl von 800 U/min

In Abbildung 6.32 ist das Ergebnis einer Drehzahlregelung bei einem konstanten Lastmoment dargestellt. Oben erkennt man die Soll- und Istdrehzahl, darunter das Antriebsmoment, in der dritten Grafik die Stellgröße Moment über Frischluft und in der untersten Abbildung die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel. Der Übergang von der oben gezeigten Momentenregelung zu einer Drehzahlregelung wurde durch Änderung der Wichtungsmatrix Q realisiert. Ein Übergang im laufenden Betrieb wird durch die Prüfstandstechnik nicht abgedeckt. Hier sei auf die Untersuchungen im Fahrzeug auf Seite 135 verwiesen. Es wird deutlich, dass auch bei einer Drehzahlregelung die Deltastellgröße nur transient bei Führungsgrößenänderungen vom Drehzahlregler zur Ausregelung der Fehler genutzt (zum Beispiel im Bereich I), sonst aber auf den entsprechenden Sollwert (-2 Nm) zurückgeführt wird (beispielsweise im Bereich II). Die Wichtungen sind hier generell etwas aggressiver als bei der zuvor gezeigten Momentenregelung eingestellt, was über den gesamten Zeitverlauf in einer hohen Dynamik resultiert. Das Sollfrischluftmoment wird weit überrissen, um die langsame Dynamik des Frischluftpfades zu kompensieren.

Zusammenfassung der Ergebnisse und Bewertung

Die entwickelten Verfahren konnten erfolgreich an dem vorgestellten Verbrennungsmotorprüfstand zur Momenten- als auch zur Drehzahlregelung genutzt werden. Obwohl der

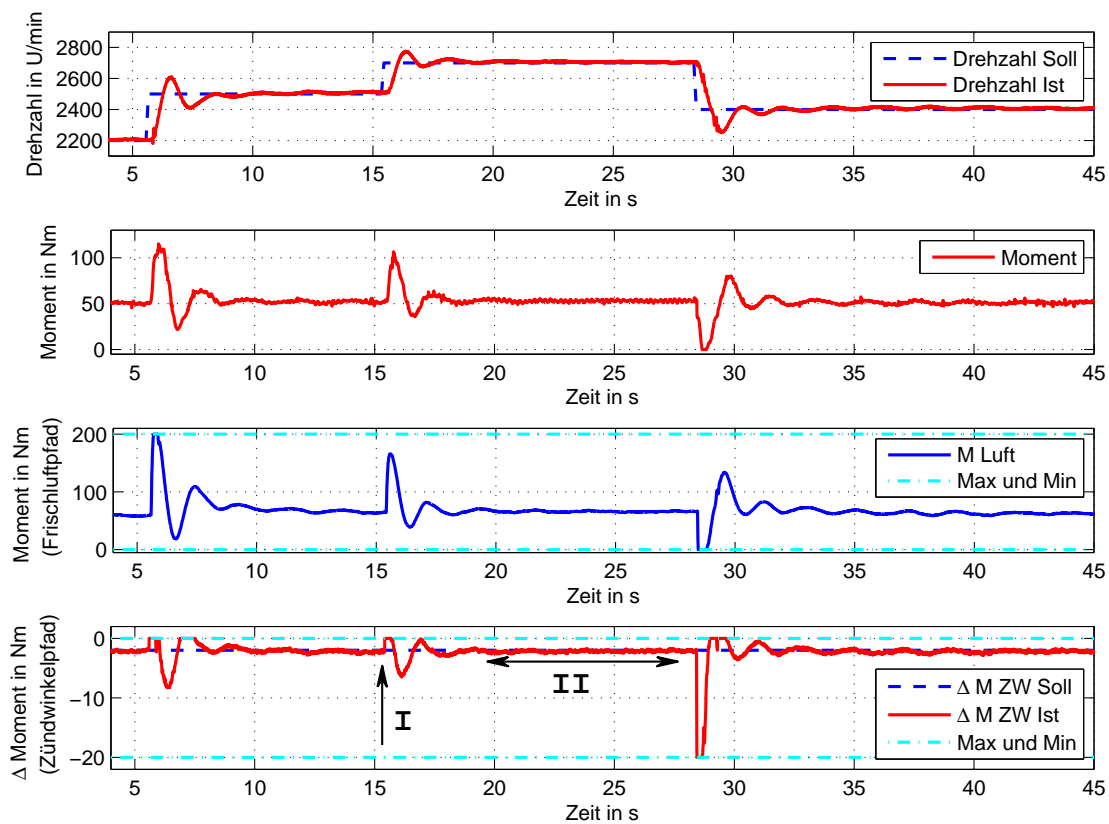


Abbildung 6.32: Drehzahlregelung am Prüfstand

Modellierungsaufwand gering gehalten und keine umfangreichen Analysen hinsichtlich der Vergabe der Einstellparameter für die modellprädiktive Regelung durchgeführt wurden, ergab sich eine hohe Regelgüte. Ein Reglersatz war über den gesamten Arbeitsbereich, also vom Leerlauf bis hin zu einer Drehzahl von 4500 Umdrehungen pro Minute, ausreichend und zeigte gutes Führungsverhalten (Vergleich Abbildung A.20 und 6.29). Das Deltamoment über den Zündwinkelpfad wird durch den Regler in der gewünschten Art und Weise nur transient genutzt und stationär auf den geforderten Sollwert geführt. Nimmt das Deltamoment Zündwinkel den Wert Null an, wird der optimale Zündwinkel realisiert. Dies wird dadurch gewährleistet, dass sich die Transformation der aktuatorbezogenen Größen in momentenbasierte Größen und die entsprechende Rücktransformation bei aufeinander folgender Anwendung aufheben. Anforderungen an die Deltapfade werden momentenneutral realisiert. Ein vorhandenes Reservemoment wird zur Einregelung der Führungsgröße genutzt. Daraus resultiert eine höhere Regelgüte.

Vor allem bei der Momentenregelung sind die Wichtungsverhältnisse hinsichtlich der Dynamik aggressiver zu wählen. Die Stellgröße Moment über Frischluft wird durch den Momentenregler nur langsam verstellt, was in einem eher moderaten Anstieg des Antriebsmomentes resultiert. Der Zündwinkelpfad wird hingegen sprunghaft zur Ausregelung einer Abweichung im Antriebsmoment eingesetzt.

6.3 Fahrzeugtest

Nachdem mit der entwickelten Regelungsstruktur und der modellprädiktiven Regelung sowohl an einer Simulationsumgebung als auch am Prüfstand gute Regelungsergebnisse erzielt wurden, wird auf den folgenden Seiten das Verfahren im Fahrzeug untersucht und bewertet. Bevor die Ergebnisse im Fahrzeug diskutiert werden, wird das Fahrzeug und dessen Antrieb kurz beschrieben, sowie auf die Prozessmodellierung und auf die Implementierung der Regelung eingegangen.

Beschreibung des Fahrzeuges und dessen Antrieb

Um die entwickelten Verfahren unter realen Bedingungen zu untersuchen, wurde ein Testfahrzeug mit einem aufgeladenen 4-Zylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung in Betrieb genommen. Es handelt sich um ein Serienfahrzeug, bei dem zu Testzwecken ein Applikationssteuergerät integriert wurde. Die Kenndaten des Fahrzeuges sind im ANHANG A.4 zusammengefasst. Um die entwickelten Motorsteuerungsfunktionen an diesem Fahrzeug zu testen, ergab sich die Notwendigkeit der Realisierung eines Bypasssystems. Dieses sollte die grundsätzliche Echtzeitfähigkeit gewährleisten, die Verarbeitung von steuergeräteeigenen Messgrößen, die Implementierung der Reglerfunktionen in Matlab®/Simulink®, die online Anzeige sowie die Protokollierung von Messdaten ermöglichen.

Da für den Fahrzeugtest neben den klassischen Messgrößen, wie Drehzahl oder Lambda, keine zusätzlichen Messwerte, wie der Zylinderdruck erforderlich waren, konnte die Testumgebung hier mit Hilfe eines so genannten internen Bypasssystems realisiert werden. Ein externes Bypasssystem wurde zum Beispiel in [152, 153] zur Klopfregelung beschrieben. Bei der Realisierung des internen Bypasses wird sich der No-Hooks Technology [53] bedient, wobei, wie in Abbildung 6.33 oben gezeigt, die umgesetzten Funktionen in die vorhandenen Steuer- und Regelungsfunktionen der ECU¹⁶ integriert werden. Die notwendigen Messwerte werden dazu abgegriffen und die Stellsignale für die Reglerfunktion freigeschnitten [9, 53]. Mit der Entwicklungsumgebung INCA und dem Rapid Prototyping Modul ES590 der Fa. ETAS erfolgt die online Darstellung der Messwerte und die Parametrierung der Verstellwerte [67]. Die Entwicklungsumgebung ist zusammenfassend in Abbildung 6.33 dargestellt.

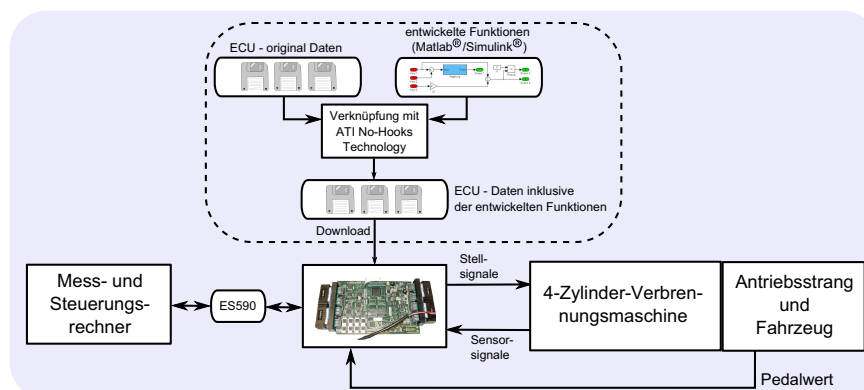


Abbildung 6.33: Entwicklungsumgebung im Testfahrzeug [9, 53]

¹⁶Electronic Control Unit

Analyse und Modellierung des Prozessverhaltens

Für die Tests im Fahrzeug wurden der Frischluftpfad und der Zündwinkelpfad als Stellmöglichkeiten zur Regelung eines Antriebsmomentes und einer Kurbelwellendrehzahl genutzt. Als Grundlage für die Implementierung der Regelung diente ein Applikationssteuergerät. Hierin ergibt sich das Istmoment direkt aus dem geforderten Zündwinkelmoment. Das Luftmoment stellt lediglich die Grenzen, in denen sich das Antriebsmoment über den Zündwinkel beeinflussen lässt, ein. Dadurch waren Modifikationen notwendig, die sicherstellen, dass durch das Steuergerät der optimale Zündwinkel realisiert wird, wenn vom Momentenregler kein Beitrag über den Deltazündwinkelpfad gefordert wird. Ist das durch den Regler geforderte Deltamoment über Zündwinkel gleich Null, ergibt sich dann automatisch der optimale Wirkungsgrad. Ein durch den Momenten- oder Drehzahlregler gefordertes Luftmoment wird durch den Füllungsregler umgesetzt.

Für die Umrechnung der aktuatorbezogenen Größen in momentenbasierte Größen wurde ein Momentenmodell implementiert. Zur Berücksichtigung der verfügbaren Stellpfade Frischluftmasse und Zündwinkel wurde dazu die Modellgleichung

$$M = K_{T_F} \cdot m_L \cdot \sin(f_{T_F} \cdot \alpha_{ZW} + \omega_{T_F}) \quad (6.15)$$

parametriert. Darin sind m_L die Frischluftmasse und α_{ZW} der Zündwinkel. K_{T_F} , f_{T_F} und ω_{T_F} sind die applikativ bestimmten Modellparameter.

Das Prozessverhalten des Verbrennungsmotors wurde sowohl durch Sprungantworten als auch durch Testfahrten mit der originalen Steuerung ermittelt. Das für den Fahrzeugtest verwendete Modell ist durch die Gleichung

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} \\ G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW} _ \Delta M_{ZW}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix}. \quad (6.16)$$

gegeben. Auch hier sind $G_{M_M_H}$, $G_{M_ \Delta M_{ZW}}$, und $G_{\Delta M_{ZW} _ \Delta M_{ZW}}$ Systeme 1. Ordnung und $G_{n_M_H}$ sowie $G_{n_ \Delta M_{ZW}}$ Systeme 2. Ordnung.

Implementierung der Regelung

Mit dem Prozessmodell wurde ein modellprädiktiver Regler ohne direkte Berücksichtigung von Stellrestriktionen (analytische Lösung) und Führungs- sowie Störverläufen erstellt, der sowohl das Sollantriebsmoment oder die Söldrehzahl einstellt, als auch Anforderungen der Brennverfahrenssteuerungen hinsichtlich eines Deltamomentes über Zündwinkel realisiert. Der Regler wurde entsprechend der Abbildung 5.3 im Steuergerät implementiert. Wie oben aufgezeigt, erfolgt die Überführung momentenbasierter in aktuatorbezogene Größen durch die Transformationsfunktionen. In Abbildung 6.34 wird deutlich, dass sich die implementierte Transformation und die Rücktransformation bei aufeinander folgender Anwendung aufheben. Ein geforderter Deltazündwinkel (ΔZW_{Soll}) wird in ein Deltamoment ($\Delta M_{ZW_{Soll}}$) umgerechnet, durch den modellprädiktiven Regler geführt ($\Delta M_{ZW_{Soll}} = \Delta M_{ZW_{Ist}}$) und durch die Rücktransformation wieder in einen Deltazündwinkel (ΔZW_{Ist}) rückgerechnet. Die Differenz zwischen dem optimalen und dem ausgegebenen Zündwinkel entspricht dem geforderten Deltazündwinkel. Für diese Untersuchung

wurden die Funktionen entsprechend der Abbildung 6.27 angeordnet.

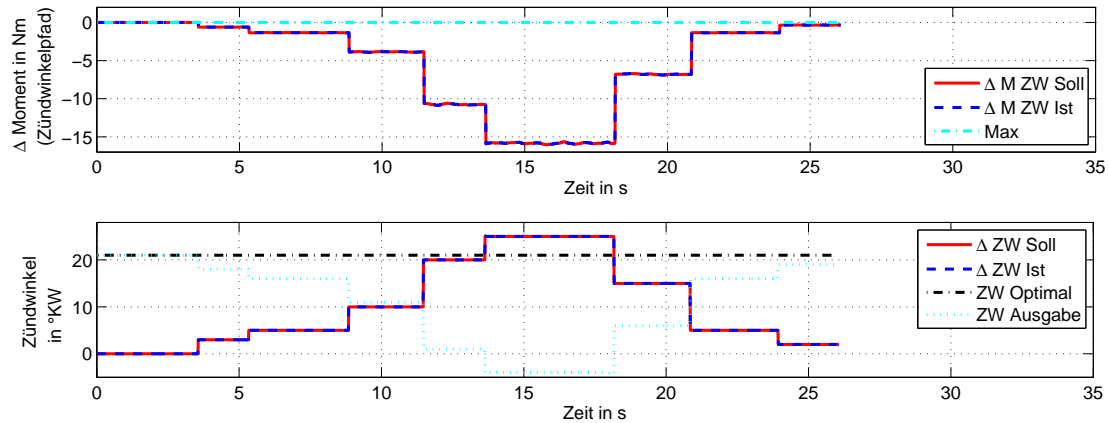


Abbildung 6.34: Transformation und Rücktransformation ohne Reglereingriff im Fahrzeug

Regelung im Fahrzeug

In Abbildung 6.35 ist ein Ergebnis einer Momentenregelung im Fahrbetrieb dargestellt. Oben erkennt man das Soll- und Istmoment, darunter die Stellgröße Moment über Frischluft, in der dritten Grafik die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel und in der untersten Abbildung die Drehzahl, den Gang und den Pedalwert. Es handelt sich um eine Beschleunigungsfahrt, in der vom Leerlauf bis in der vierten Gang gewechselt wurde. Das Istmoment eilt dem Sollmoment leicht nach. Da sich im Grunde über den gesamten Verlauf der stationäre Zustand nie einstellt, wird auch das Deltazündwinkelmoment über den gesamten Verlauf nur selten auf den Sollwert geführt.

In Abbildung A.22 und A.23 sind weitere Ergebnisse zur Momentenregelung im Fahrzeug dargestellt. Die Abbildung A.22 zeigt eine Regelung im Fahrbetrieb, bei der die Wichtungsverhältnisse gegenüber der Darstellung 6.35 zugunsten der Einstellung des Deltazündwinkelmomentes modifiziert wurden. Im Bild A.23 ist eine Messung im Stand und im Leerlauf abgebildet. Das SOLLantriebsmoment wird auch hier eingestellt. Stationär wird das Deltamoment über Zündwinkel auf die Führungsgröße geführt. Es wird darin weiterhin deutlich, dass die Verstärkungen der Stellpfade annähernd den Wert Eins annehmen. Stationär betrachtet, steigt das Istmoment um den gleichen Wert wie das Luftmoment. Die Differenz zwischen dem Istmoment und dem Luftmoment entspricht dem Deltamoment Zündwinkel.

Wie im Bild 6.36 zu sehen, konnte ähnlich wie am Prüfstand auch im Fahrzeug die Drehzahlregelung erfolgreich getestet werden. Aufgrund von Sicherheitsanforderungen erfolgte die Drehzahlregelung und auch die im Anschluss gezeigte Überführung einer Momenten- zu einer Drehzahlregelung im Leerlauf. Zur Drehzahlregelung in Abbildung 6.36 werden das Luftmoment und das Deltazündwinkelmoment sehr dynamisch genutzt. Das Deltazündwinkelmoment wird zudem nur transient zur Ausregelung der Abweichung vom Sollwert eingesetzt (zum Beispiel im Bereich I). Eine Änderung des Deltazündwinkelmomentes im

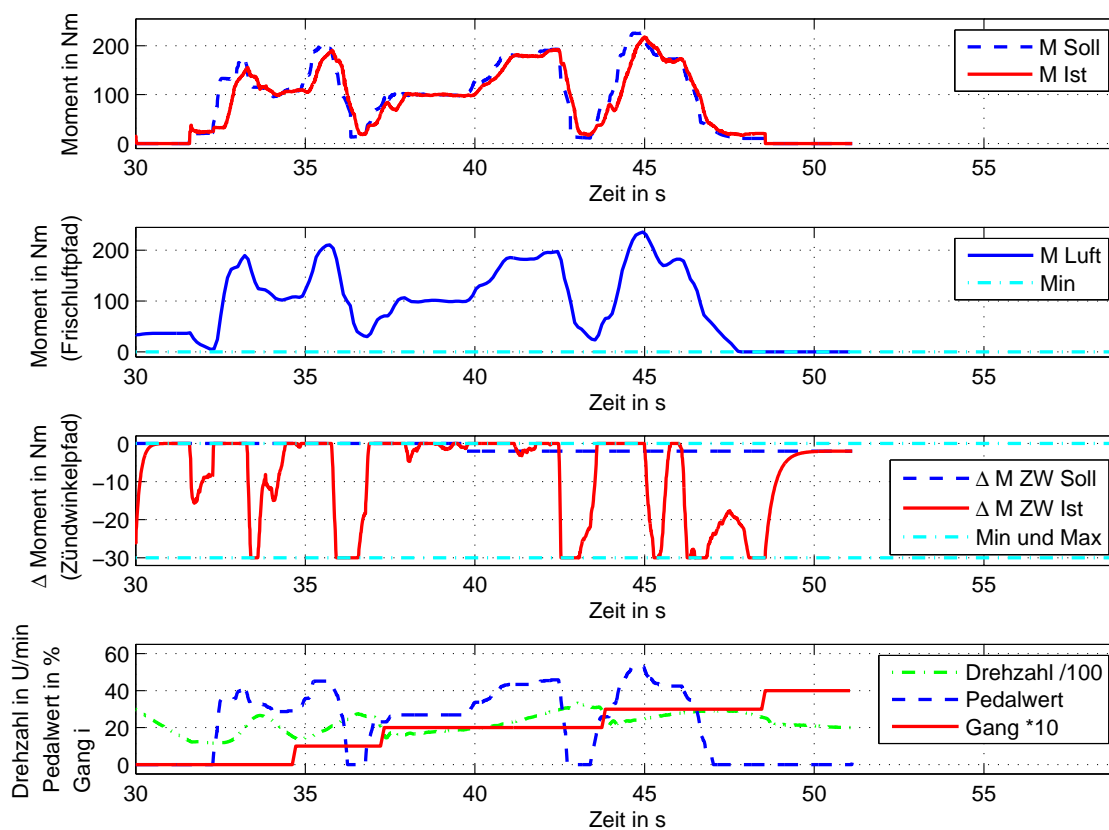


Abbildung 6.35: Momentenregelung im Fahrzeug

Bereich II wird durch den Drehzahlregler drehzahlneutral eingestellt.

In Abbildung A.24 ist ein weiteres Ergebnis der Drehzahlregelung abgebildet. Hier wurden durch die Brennverfahrenssteuerung verschiedene Deltazündwinkelwerte gefordert. Diese wurden über die Transformation als Sollmomente an die Regelung geführt und durch diese eingestellt. Die Differenz zwischen dem optimalen und dem ausgegebenen Zündwinkel entspricht dem geforderten Deltazündwinkel. Die Transformation und die Rücktransformation heben sich also wie gefordert bei aufeinander folgender Anwendung auf. Damit ist die Realisierung verschiedener Anforderungen aus den Brennverfahrenssteuerungen möglich.

Ein Umschaltvorgang von einer Momenten- zu einer Drehzahlregelung über die Wichtungsmatrix Q ist in Abbildung 6.37 zu erkennen. Zu Beginn war die Momentenregelung aktiv (Bereich I). Hier sind Abweichungen in der Drehzahl durch den Regler unberücksichtigt geblieben. Das Sollmoment wird unter Nutzung des Frischluft- und des Zündwinkelpfades eingestellt. Bei einer Messzeit von etwa 122 Sekunden erfolgte die Umschaltung der Wichtungsmatrix (Bereich II). Anschließend war die Drehzahlregelung aktiv (Bereich III). Bei beiden Regelungen wird das Deltamoment über den Zündwinkelpfad nur zur Ausregelung der Momenten- beziehungsweise Drehzahlfehler verwendet und stationär auf den vorgegebenen Sollwert geführt.

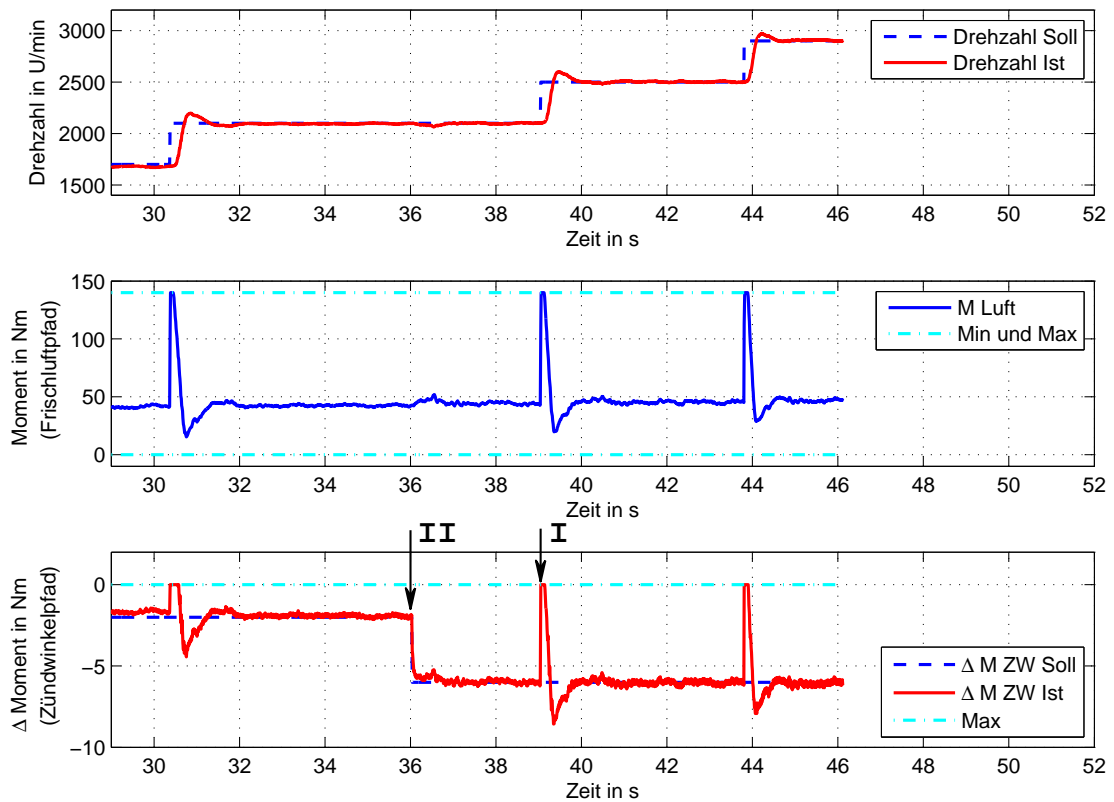


Abbildung 6.36: Drehzahlregelung im Fahrzeug im Leerlauf

Zusammenfassung der Ergebnisse und Bewertung

Die Drehzahlregelung als auch die Überführung der Momentenregelung zu einer Drehzahlregelung wurde aufgrund verschiedener Sicherheitsanforderungen lediglich im Leerlauf getestet. Hingegen konnte die Momentenregelung sowohl im Stand als auch im normalem Fahrbetrieb mit Schaltvorgängen untersucht werden. Es war dabei kein Unterschied zur herkömmlichen Fahrweise spürbar.

Bei der Inbetriebnahme der Reglerstruktur wurde der Aufwand bei der Modellierung als auch bei der Vergabe der Wichtungsparmeter gering gehalten. Dennoch zeigen die Tests eine hohe Regelgüte.

Gutes Führungsverhalten mit leichtem Überschwingen zeigt sich bei der Drehzahlregelung im Leerlauf. Der Frischluft- und Zündwinkelpfad werden sehr dynamisch zur Einregelung der Drehzahl genutzt. Anforderungen an den Deltastellpfad werden wie bei der Momentenregelung auch bei der Drehzahlregelung realisiert.

Die Überführung von einer Drehzahlregelung zu einer Momentenregelung und umgekehrt konnte auch im Fahrzeug erfolgreich durchgeführt werden. Dies zeigt, dass mit nur einem Regler sowohl die Drehzahl, als auch das Antriebsmoment regelbar und ein Übergang aus dem normalen Fahrbetrieb in den Leerlaufmodus und zurück möglich ist. Der klassische Leerlaufregler, der bisher parallel zu einer Momentenregelung im Steuergerät implemen-

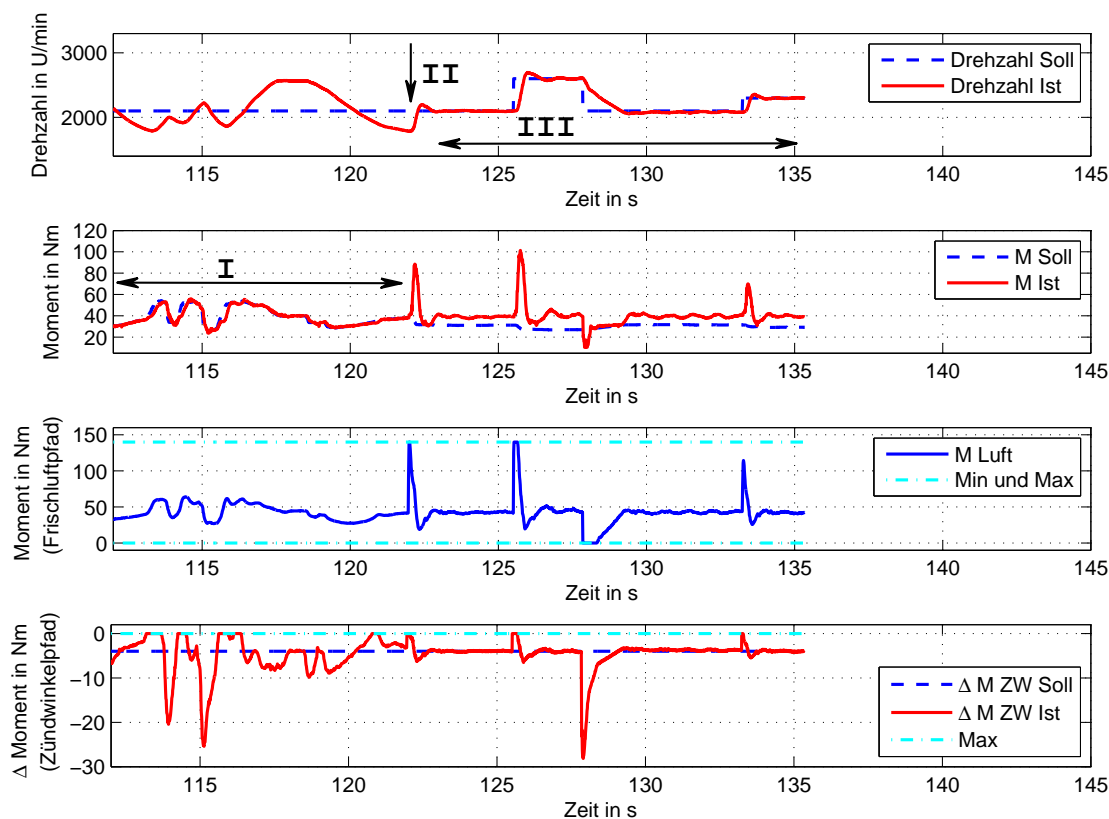


Abbildung 6.37: Übergang von einer Momenten- zu einer Drehzahlregelung im Fahrzeug

tiert war, kann somit entfallen, was der Übersichtlichkeit aber auch dem Applikationsaufwand zu Gute kommt.

6.4 Zusammenfassung

Im aktuellen Kapitel wurde die entwickelte Momenten- und Drehzahlreglerstruktur hinsichtlich der praktischen Anwendung untersucht. Zunächst wurden dazu umfangreiche simulative Analysen erarbeitet. Im Anschluss daran erfolgte die Umsetzung an zwei Verbrennungsmotorprüfständen und im Fahrzeug. Zum besseren Verständnis wurden jeweils die genutzten Soft- und Hardwarekomponenten und die Implementierung der Regelung kurz erläutert.

Durch die vorgestellte Regelungsstruktur erfolgt unter Verwendung einer modellprädiktiven Regelung eine richtige Aufteilung der Stellsignale auf dynamisch unterschiedliche Stellpfade des Motors. Damit ergibt sich eine ganzheitliche Betrachtung des Steuerungsproblems (verschiedene Stellgrößen, unterschiedliche Regelungsziele). Weiterhin werden durch die Reglerstruktur in Verbindung mit der vorgestellten modellprädiktiven Regelung

- die Anforderungen der Brennverfahrenssteuerungen realisiert und dabei Momenten-

neutralität gewährleistet,

- zukünftige Informationen (zum Beispiel Sollwertverläufe) genutzt,
- das beim Verbrennungsmotor bestehende Multiratenproblem berücksichtigt und
- eine Umschaltung zwischen den Hauptregelgrößen ermöglicht.

Für die Parametrierung der modellprädiktiven Regelung sind einfache lineare Modelle ausreichend. Es wurde zudem deutlich, dass eine konstante Reglereinstellung einen sehr großen Arbeitsbereich abdeckt. Die vorgestellte Regelungsstruktur und die modellprädiktive Regelung ist auf gegenwärtig verfügbaren Steuergeräten lauffähig.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorliegenden Arbeit wurde das Ziel verfolgt, ein modellbasiertes Regelungskonzept zur Drehzahl- und Momentenregelung von Verbrennungsmotoren zu entwickeln, bei dem der Mehrgrößencharakter des Prozesses sowie in die Zukunft reichende Sollwert- und Störverläufe berücksichtigt werden.

Zur Lösung wurde das komplexe Steuerungsproblem in ein mit Standardverfahren behandelbares Mehrgrößenregelungsproblem überführt. Dies wurde dadurch erreicht, dass statt der physikalischen Stellgrößen (zum Beispiel Drosselklappe oder Zündzeitpunkt) die aus der Verstellung dieser Größen resultierenden Änderungen im Motormoment für die Regelung verwendet werden (beispielsweise Deltamoment über Zündwinkelpfad, Deltamoment über den Kraftstoffpfad). Die Kaskadenstruktur und die Transformation der Stellgrößen in resultierende Momentenänderungen führen zu einer Linearisierung des Prozesses. Für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens dieser unterlagerten Regelkreise sind relativ einfache lineare Modelle ausreichend, die mit Hilfe einer experimentellen Modellbildung aus Messungen gewonnen werden können. Für die eigentliche Drehzahl- und Momentenregelung können so Standard-Mehrgrößenregelungsverfahren angewendet werden.

Für das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Konzept wurde ein modellprädiktiver Regelungsansatz favorisiert, da hiermit in die Zukunft reichende Sollwert- und Störgrößenverläufe sowie Stellbegrenzungen direkt in der Regelung berücksichtigt werden können. Als Basisalgorithmus wurde eine aus der Literatur bekannte Lösung im Zustandsraum angewendet. Allerdings waren für die gegebene Anwendung verschiedene Modifikationen erforderlich. So wurde eine spezielle Lösung für die nichtäquidistante Sollwertvorgabe entwickelt. Da die Stellpfade in Verbrennungsmotorsteuerungen in unterschiedlichen Zeitrastern gerechnet werden, wurden verschiedene Varianten für die Multiratenregelung vorgestellt. Um die Durchschaubarkeit der Regelung für die Applikation zu verbessern, wurden verschiedene Implementierungsvarianten des Reglers vorgeschlagen. Die Struktur wurde unter anderem in eine Modellfolgeregelung überführt, wodurch es gelingt, Führungs- und Störgrößenverhalten der Regelung getrennt auszulegen. Damit wurden die in der Einleitung formulierten Ansprüche an die Entwicklung weitgehend erfüllt.

Ein Vorteil des modellprädiktiven Regelungskonzeptes liegt darin, dass Stellbegrenzungen direkt in der Regelung berücksichtigt werden können. Das Regelungsproblem kann in diesem Fall mit Hilfe von Algorithmen zur quadratischen Programmierung gelöst werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde dazu ein *active set* - Verfahren hinsichtlich der Nutzbarkeit in gegenwärtig verfügbaren Steuergeräten untersucht. Die Untersuchungen erfolgten mit Hilfe eines Entwicklungssteuergerätes der Firma INFINEON an einem speziell entwickelten Laborprüfstand mit einem Einzylindermotor. Es wurde gezeigt, dass die Ressourcen des Steuergerätes für die Anwendung der quadratischen Programmierung ausreichen.

Neben den Untersuchungen am Einzylinderprüfstand wurden umfangreiche Untersuchun-

gen des entwickelten Regelungskonzeptes an einem Vierzylinderprüfstandsmotor und direkt im Fahrzeug vorgenommen. Für diese Untersuchungen wurde ausschließlich die analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung mit festen Parametern verwendet. Die Praxistauglichkeit der entwickelten Lösung wurde nachgewiesen. Für die Anwendung der Algorithmen zur quadratischen Programmierung sind dagegen weitere Untersuchungen erforderlich, insbesondere hinsichtlich der numerischen Stabilität und der Softwaresicherheit. Aufgrund des hohen Berechnungsaufwandes für die Optimierung können stark belastete Steuergeräte an die Ressourcengrenze stoßen. In diesem Fall könnte die Berechnung zum Beispiel auf externer Spezialhardware vorgenommen werden.

In der praktischen Anwendung des hier vorgestellten Regelungskonzeptes konnte gezeigt werden, dass die Aufteilung der einzelnen Stellsignale auf dynamisch unterschiedliche Stellpfade in der angestrebten Art und Weise erfolgt. Im Gegensatz zu herkömmlichen Steuerungsstrukturen für die Momenten- und Drehzahlregelung werden die Stellsignale nicht mehr in den unterschiedlichen Funktionen wie zum Beispiel im Leerlaufregler, in der Antiruckelfunktion oder in der Getriebesteuerung generiert, sondern aus dem Sollwertverlauf und Vorgaben der Brennverfahrensteuerung koordiniert berechnet. Die Applikation beschränkt sich hierbei hauptsächlich auf die Identifikation von linearen Modellen für die unterlagerten Regelkreise und auf die Wahl von Wichtungsparametern für die einzelnen Regel- und Stellgrößen. Das führt einerseits zu einer Systematisierung der Applikation und andererseits zu einer Verringerung der Iterationen im Entwurf. Die Entwurfsprozedur eignet sich sehr gut für den rechnergestützten Entwurf.

Ein wesentliches Ergebnis der Arbeit liegt darin, dass die Momenten- und Drehzahlregelung gleichzeitig in der Struktur enthalten sind. Die Umschaltung zwischen der Momenten- und Drehzahlregelung erfolgt allein durch Wichtungswechsel. Der in herkömmlichen Steuergeräten enthaltene Leerlaufregler kann damit entfallen.

Zusätzliche Stellgrößen wie Elektroantriebe oder die Einbeziehung des Bremssystems können sehr einfach durch Modellerweiterungen in die Struktur eingebunden werden. Die Funktion dieser Erweiterung wurde simulativ untersucht. Ein Hybridfahrzeug stand für die praktischen Untersuchungen nicht zur Verfügung.

Um den gesamten Betriebsbereich des Motors abzudecken, wurde vorgeschlagen, ein Multimodell und verschiedene Parametersätze in der Regelung zu verwenden. Bei den praktischen Untersuchungen zeigte sich, dass die für einen Betriebspunkt identifizierten Modelle für einen großen Arbeitsbereich gültig sind und eine ausreichende Regelgüte ermöglichen.

Die mit dem vorgestellten Regelungskonzept erreichbare Qualität hängt in hohem Maße von der Güte der unterlagerten Regelkreise und von der Modellgüte ab. Bei der Auslegung dieser Regelkreise muss darauf geachtet werden, dass das Gesamtverhalten der einzelnen Kreise möglichst gut durch lineare Modelle beschrieben werden kann.

Das in der Arbeit beschriebene Konzept wurde speziell zur Drehzahl- und Momentenregelung entwickelt. Darüber hinaus sind aber weitere Anwendungsmöglichkeiten denkbar. Zum Beispiel könnte durch die Einbindung einfacher Schadstoffemissionsmodelle die Emission als zusätzliche Zielgröße direkt integriert werden. Das Regelungskonzept würde sich auch als Basis für das Thermomanagement des Motors eignen. Die Hauptzielgröße wäre in diesem Fall die Motortemperatur, die mit Hilfe verschiedener begrenzter Stelleingriffe gesteuert werden kann.

Der in dieser Arbeit entwickelte Steuerungsansatz ist in Kooperation mit der Ingenieur-

gesellschaft Auto und Verkehr (IAV GmbH) realisiert worden. Die erzielten Ergebnisse wurden in einer Reihe von Veröffentlichungen dokumentiert [26, 27, 73, 74, 76, 77]. Außerdem ist aus den Entwicklungen eine Patentanmeldung unter der Bezeichnung „Verfahren zur Steuerung und Regelung einer Verbrennungskraftmaschine“ hervorgegangen.

A Ergebnisse

Der Anhang A enthält kommentierte Simulations- und Messergebnisse, auf die im Text der Arbeit Bezug genommen wird.

A.1 am Simulationsmodell

Momentenregelung - Stellfader: Frischluft und Zündwinkel

In den folgenden vier Grafiken sind Detailauszüge aus Abbildung 6.2 von Seite 101 dargestellt. Im oberen Bereich sind jeweils der Soll- und Istmomentenverlauf, in der mittleren Grafik die Hauptstellgröße des Reglers (Moment über Frischluft) und in der unteren die Deltastellgröße über Zündwinkel und die zugehörige Vorgabe durch die Brennverfahrensteuerung zu finden. Die vier Auszüge zeigen:

- a) zwangsläufige Führungsgrößenänderungen im Deltamoment Zündwinkel
- b) sprungförmige Laständerungen mit freiem Deltapfad
- c) sprungförmige Laständerungen mit nicht verfügbarem Deltapfad
- d) Führungsgrößenänderung mit freiem Deltapfad

a) Zwangsläufige Führungsgrößenänderungen im Deltamoment Zündwinkel:

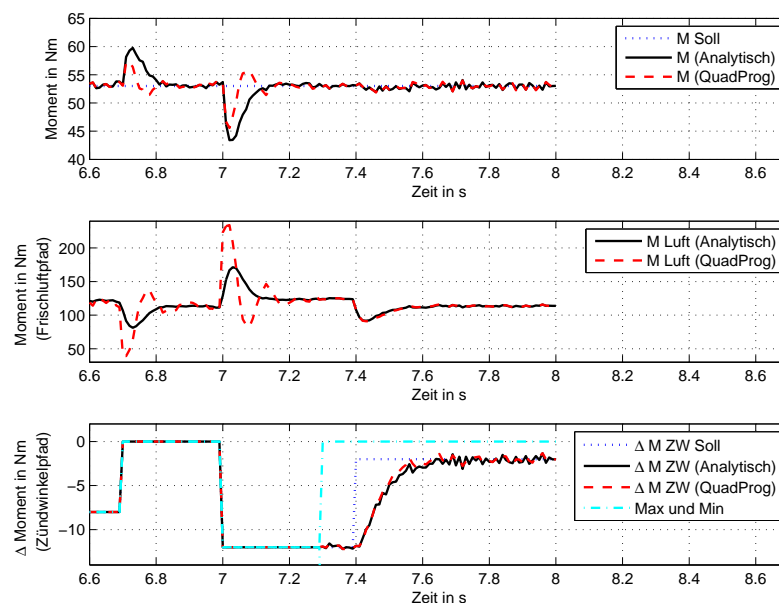


Abbildung A.1: Zwangsläufige Führungsgrößenänderungen im Deltazündwinkelmoment

b) Sprungförmige Laständerungen mit freiem Deltapfad:

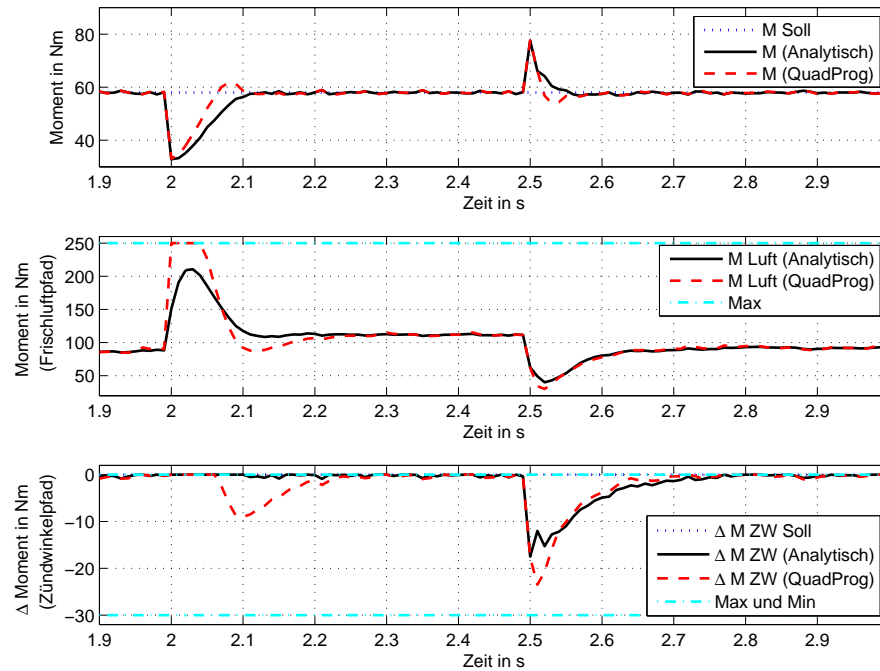


Abbildung A.2: Sprungförmige Laständerungen mit freiem Deltapfad

c) Sprungförmige Laständerungen mit nicht verfügbarem Deltapfad:

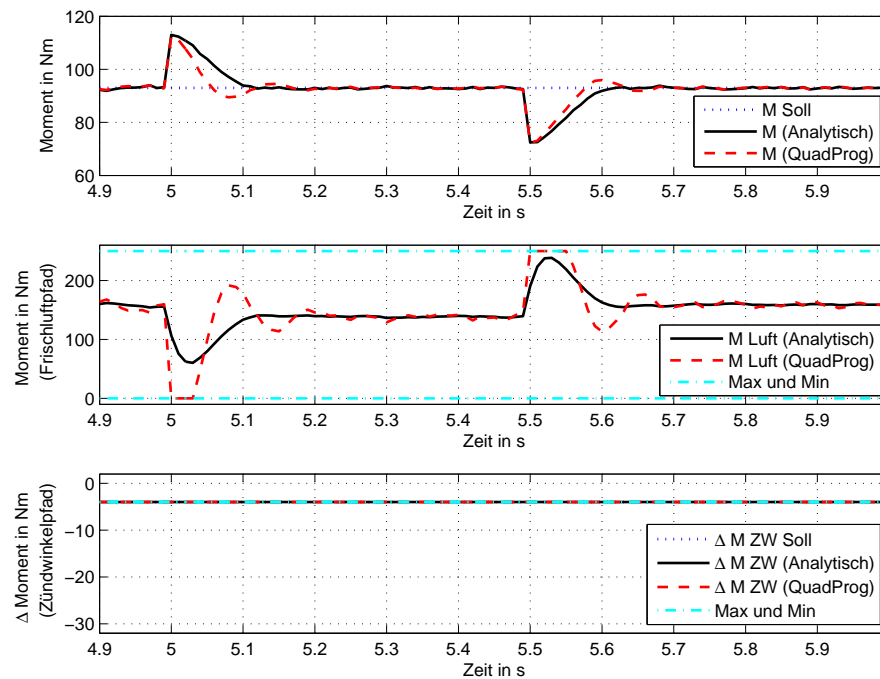


Abbildung A.3: Sprungförmige Laständerungen mit nicht verfügbarem Deltapfad

d) Führungsgrößenänderung mit freiem Deltapfad:

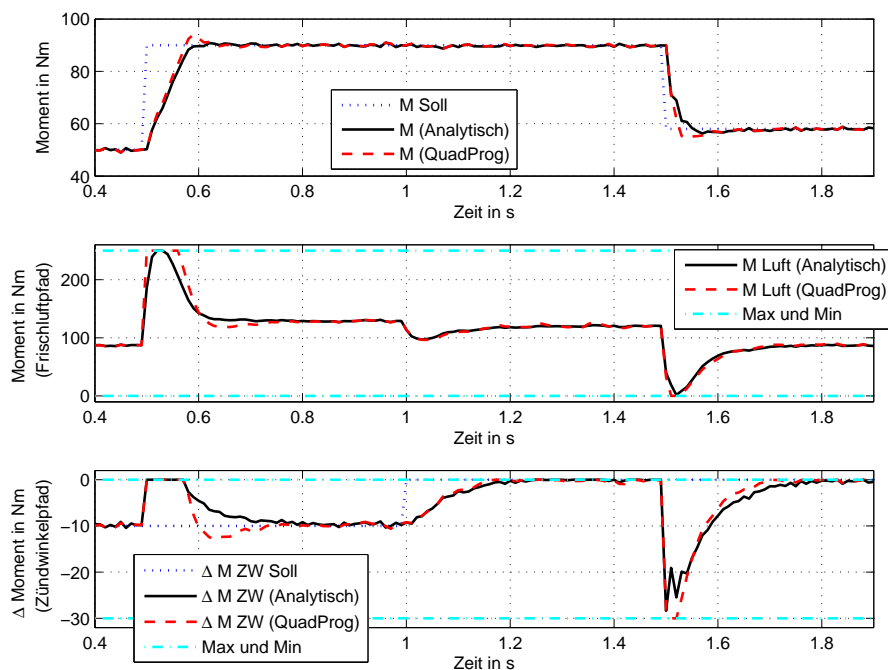


Abbildung A.4: Führungsgrößenänderung mit freiem Deltapfad

Momentenregelung - Stellpfade: Frischluft, Zündwinkel und Gemischverhältnis

Das im Folgenden dargestellte Simulationsergebnis zeigt eine Momentenregelung, bei der die Stellgrößen Moment über Frischluft, Deltamoment über Zündwinkel und Deltamoment über das Gemischverhältnis verfügbar waren. Das für den Reglerentwurf zugrunde liegende Modell ergibt sich demnach zu

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} & G_{M_ \Delta M_{\lambda}} \\ G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} & G_{n_ \Delta M_{\lambda}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW_ \Delta M_{ZW}}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{\Delta M_{\lambda_ \Delta M_{\lambda}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{\lambda_{Soll}} \end{bmatrix}. \quad (A.1)$$

Darf zum Beispiel das Zündwinkelmoment zur Regelung nicht verwendet werden (obere Grenze = untere Grenze = Sollwert), wird der Lambdapfad durch den modellprädiktiven Regler (QuadProg) gegenüber der analytischen Lösung aufgrund der Kenntnis dieser Grenzen wesentlich dynamischer zur Ausregelung der Regelabweichung genutzt. Stationär werden sowohl das Deltamoment über Zündwinkel als auch das Deltamoment über den Lambdapfad auf die entsprechenden Sollwerte geführt. Durch die zusätzliche Stellgröße (Deltamoment Lambda) können die geführten Änderungen im Zündwinkelpfad gegenüber Abbildung 6.2 besser kompensiert und eine bessere Momentenneutralität gewährleistet werden.

Die Drehzahlabweichungen (entsprechend Gleichung A.1) werden über die Wichtungsvorgabe ($Q_n = 0$) nicht berücksichtigt, was einer reinen Momentenregelung entspricht.

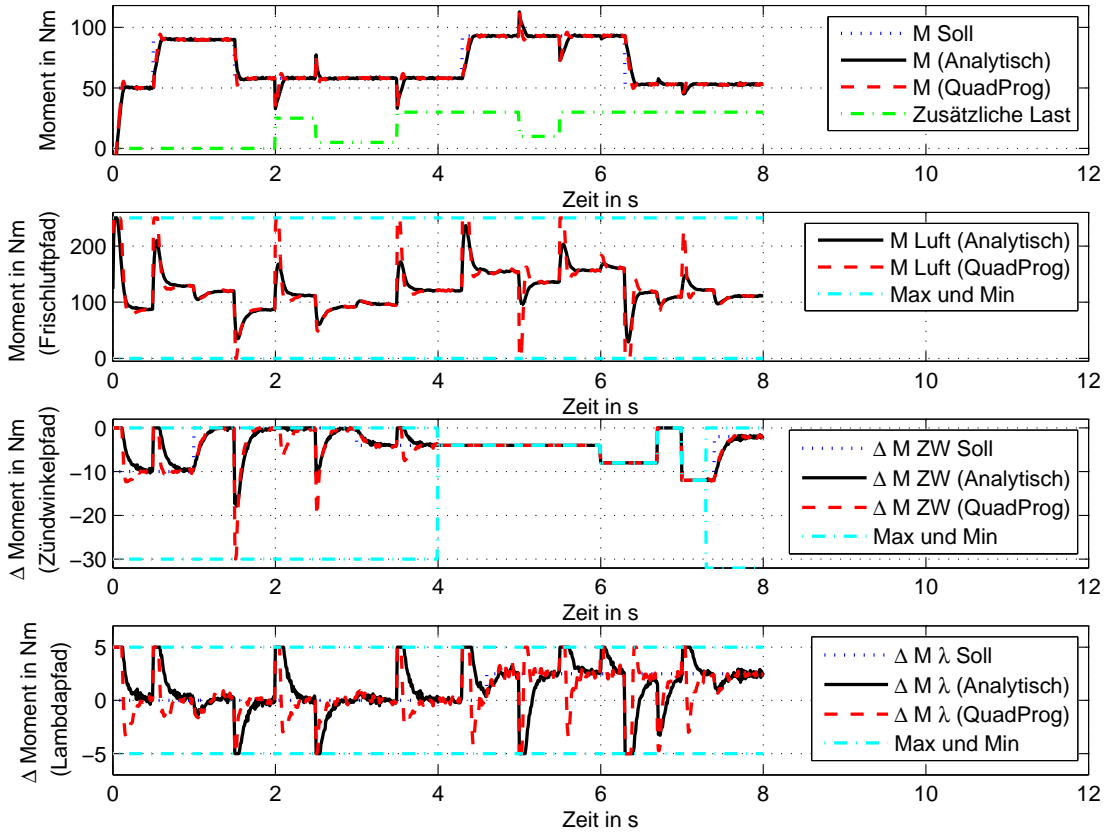


Abbildung A.5: Momentenregelung - Stellfaden: Frischluft, Zündwinkel und Lambda

Momentenregelung - Stellfaden: Frischluft, Zündwinkel, Gemischverhältnis und Abgasmasse

Abbildung A.6 zeigt ein Simulationsergebnis, bei dem zur Momentenregelung neben dem Moment über Frischluft auch die Deltamomente über den Zündwinkel, das Gemischverhältnis und die Abgasmasse genutzt wurden. Entsprechend dieser Stellgrößen ergibt sich das Modell¹⁷ zu

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \\ \Delta M_{\lambda_{Ist}} \\ \Delta M_{AGR_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_MH} & G_{M_ZWM} & G_{M_λ} & G_{M_AGR} \\ G_{n_MH} & G_{n_ZW} & G_{n_λ} & G_{n_AGR} \\ 0 & G_{ZW_ZW} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{λ_λ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{AGR_AGR} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \\ \Delta M_{λ_{Soll}} \\ \Delta M_{AGR_{Soll}} \end{bmatrix}. \quad (A.2)$$

Auch hier werden Abweichungen in der Drehzahl nicht berücksichtigt, das Moment aber unter Nutzung aller Stellgrößen eingestellt. Auch die Begrenzung des Deltamomentes über die Abgasmasse auf den entsprechenden Sollwert wird durch die modellprädiktive Regelung

¹⁷In Gleichung A.2 wurde eine vereinfachte Schreibweise verwendet. Beispielsweise wurde für $G_{M_ΔM_{ZW}}$ vereinfacht G_{M_ZW} geschrieben. Entsprechend steht $λ$ für $ΔM_λ$ und AGR für $ΔM_{AGR}$.

(nur QuadProg) aktiv kompensiert. Die Forderung nach der Integrität¹⁸ des Regelungssystems hinsichtlich der Stellgrößenverfügbarkeit ist demnach für die Deltapfade gewährleistet.

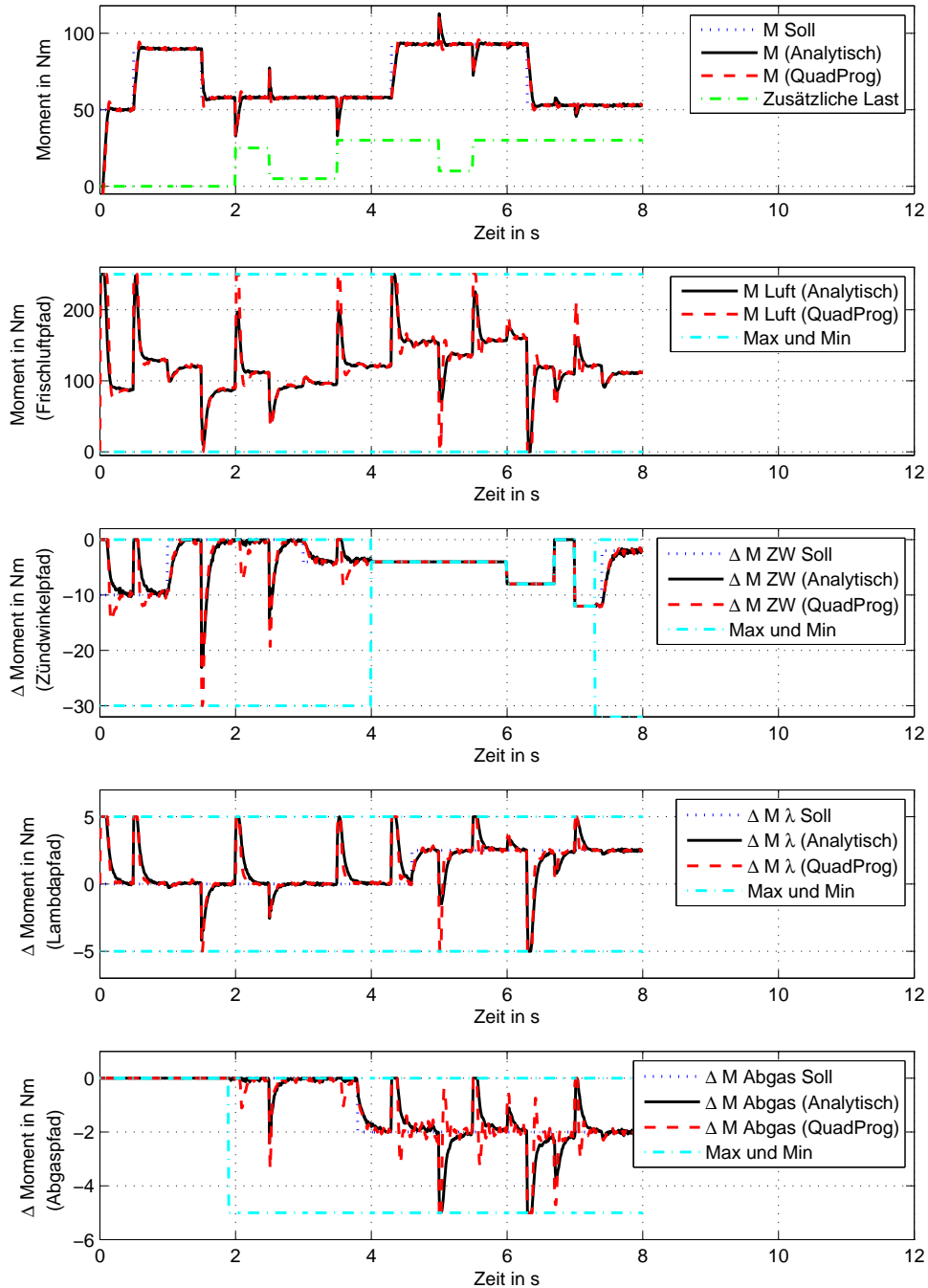


Abbildung A.6: Momentenregelung - Stellpfade: Frischluft, Zündwinkel, Gemischverhältnis und Abgasmasse

¹⁸Eigenschaft eines Mehrgrößenregelssystems - Integrität heißt, der Regelkreis bleibt stabil, auch wenn einzelne Stell- beziehungsweise Messglieder ausfallen

Vergleich der Führungsgrößenprädiktion mit analytischer Lösung der modellprädiktiven Regelung

In der folgenden Grafik ist ein Auszug aus Abbildung 6.4 von Seite 104 dargestellt. Im oberen Bereich erkennt man den Fahrerwunsch sowie die Soll- und Istmomente. In den unteren beiden Darstellungen die Stellgrößen Moment über Frischluft und Deltamoment über Zündwinkel, wobei jeweils die Variante mit und ohne Führungsverlauf gekennzeichnet ist.

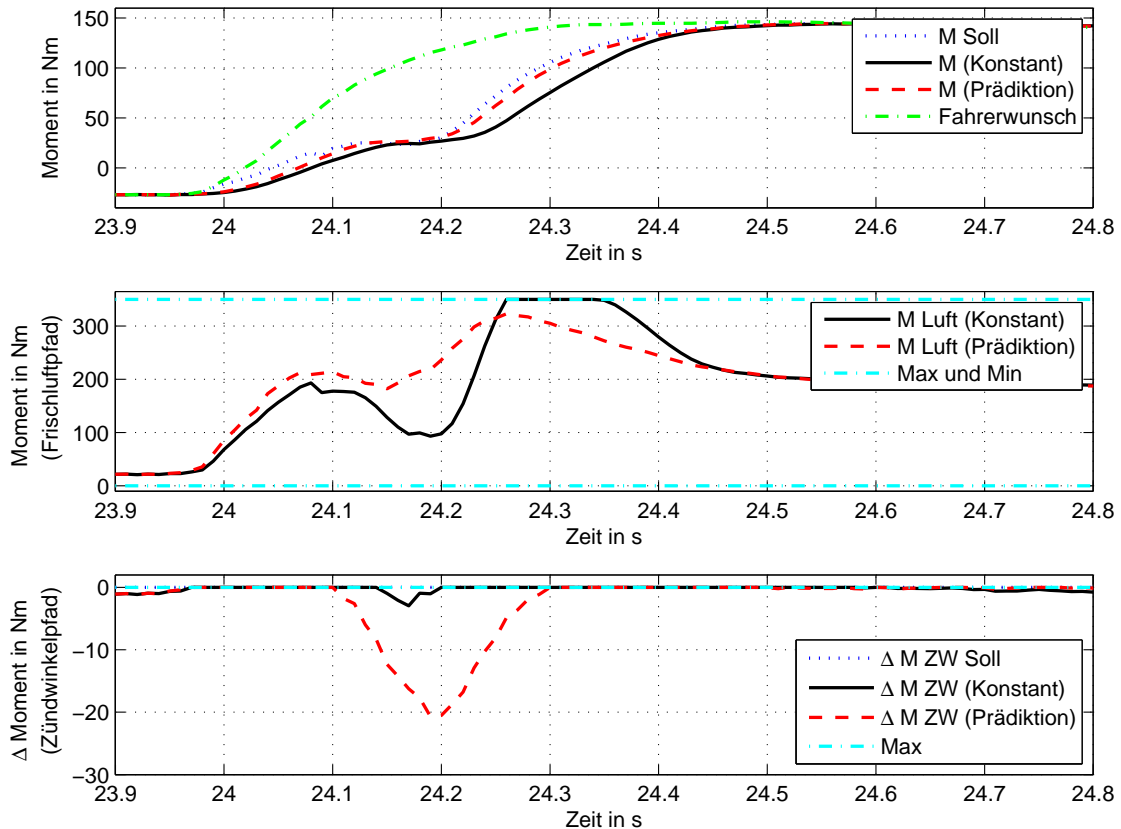


Abbildung A.7: Vergleich der analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung mit und ohne Führungsverlauf

Vergleich der Führungsgrößenprädiktion mit und ohne Endwertvorgabe

Um den Rechenaufwand zu reduzieren, konnte die prädiktive Regelung so modifiziert werden, dass ein Sollwertverlauf nur mittels weniger Stützstellen übergeben werden muss (KAPITEL 5, Seite 81). Bei geschickter Wahl der Stützstellen verschlechtert sich die Regelgüte dabei nur unwesentlich [73].

Bei der Wahl der Stützstellen ist es wichtig (vor allem bei trägen Systemen, zum Beispiel Luftpfad), Werte im „hinteren Bereich“ des Prädiktionshorizontes zu definieren. In der Steuerung beziehungsweise Regelung wird dadurch ein Vorhalt generiert. In Abbildung A.8 ist ein Vergleich einer Simulation mit und ohne Berücksichtigung dieser Maßnahme dargestellt. Die Unterschiede in der Güte sind deutlich zu erkennen. Wird der Endwert in der Regelung nicht berücksichtigt, ähnelt das Ergebnis der Regelung ohne Berücksichti-

gung zukünftiger Informationen aus Abbildung 6.4.

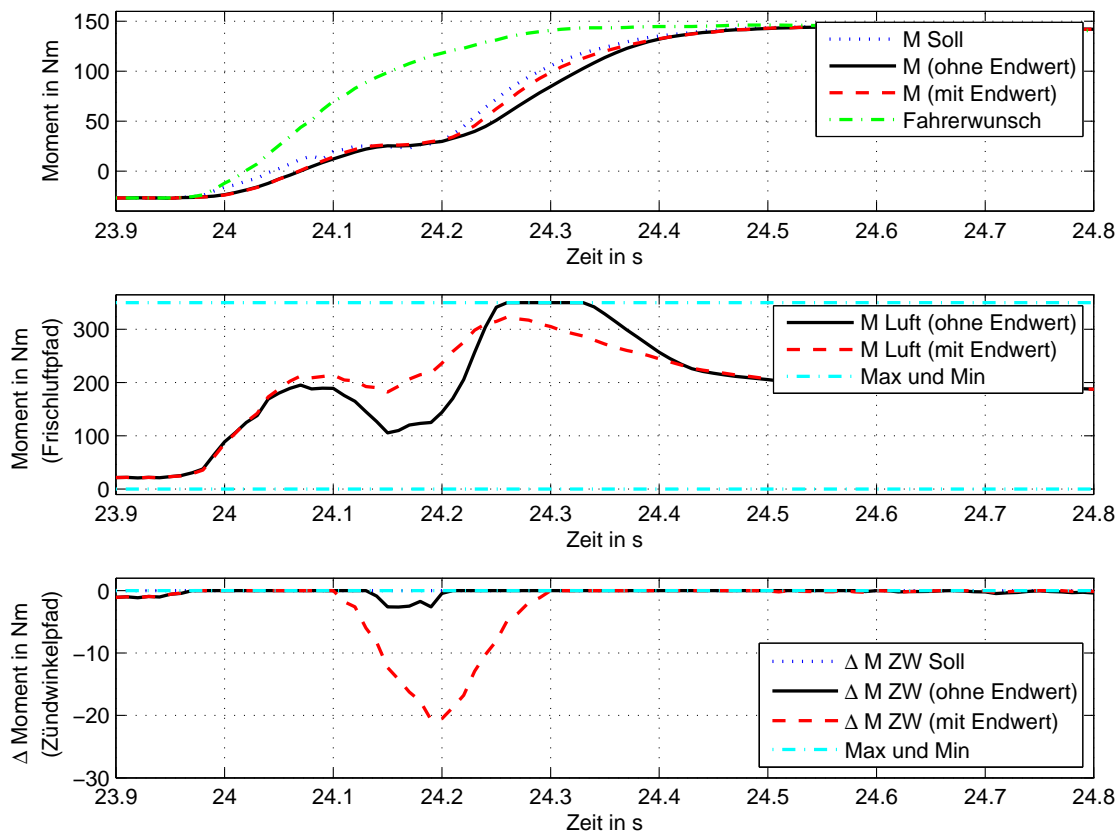


Abbildung A.8: Führungsgößenprädiktion - mit und ohne Endwert (analytische Lösung)

Prädiktionsfehler - Stellpfade: Frischluft und Zündwinkel

Abbildung A.9 zeigt eine simulierte Momentenregelung unter Nutzung der Stellgrößen Moment über Frischluft und Deltamoment über Zündwinkel. Oben ist das Sollmoment, das Istmoment, die zusätzliche Last, die prädizierte Last bis zu einer Simulationszeit von 4 Sekunden und die prädizierte Last nach der Simulationszeit von 4 Sekunden zu erkennen. Um den Reserveaufbau deutlich zu machen, ist in der mittleren Darstellung neben der Stellgröße Moment über Frischluft auch das über diesen Pfad tatsächlich generierte Moment abgebildet. Unten erkennt man die Signale des Zündwinkelpfades in bekannter Darstellung.

Durch den Regler werden zukünftige Informationen über Störungen und Führungsgrößenänderungen berücksichtigt. Entsprechend der prädizierten Störung (zusätzliche Last) bereitet sich der Regler auf den Störverlauf vor und baut automatisch eine Momentenreserve auf. Im dargestellten Fall tritt die prädizierte Störung aber tatsächlich nicht auf (Irrtum in der Prädiktion) und der Störverlauf wird zum Simulationszeitpunkt von 4 Sekunden aktualisiert und zurück genommen. Die mit der fehlerhaften Prädiktion verbundenen Störungen auf der Regelgröße sind, wie man im oberen Bild erkennt, minimal (M_{Ist}). Außerdem zieht der Regler die realisierte Reserve zurück.

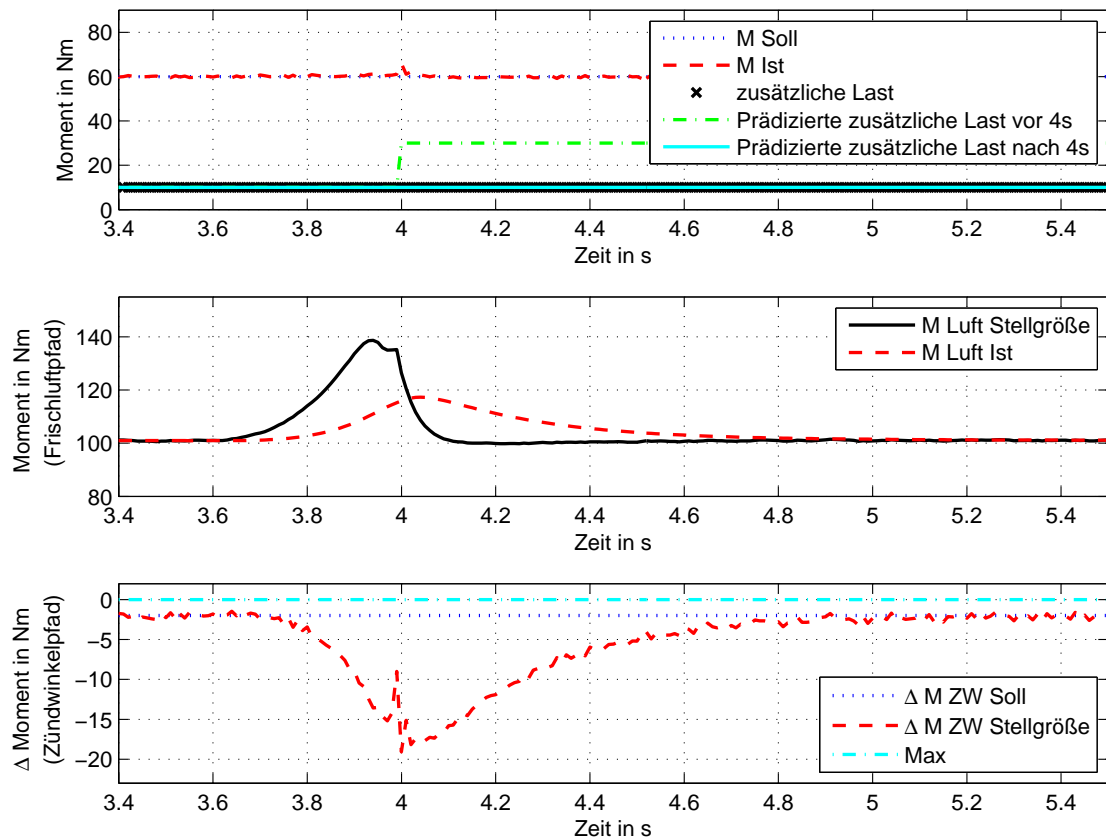


Abbildung A.9: Prädiktionsfehler

Vergleich der Führungsgrößenprädiktion mit der modellprädiktiven Regelung unter Berücksichtigung der Stellbegrenzungen (QuadProg)

Wie in Abschnitt 6.1.3 anhand der Abbildung 6.6 gezeigt, erweist sich eine Prädiktion der Führungsgröße als Nachteil, wenn die Stellgrenzen nicht direkt im Regelalgorithmus Berücksichtigung finden. In der folgenden Abbildung werden die Restriktionen aktiv berücksichtigt. Dies führt zwar im zweiten Abschnitt der Simulation zu einer besseren Regelgüte (Bereich II), im ersteren aber zu keinen Vorteilen gegenüber einer Nichtberücksichtigung der zukünftigen Sollwerte (Bereich I). Der Grund dafür liegt in der Dominanz der Stellgrenzen gegenüber den Führungsgrößen. Ein Sollwert, der außerhalb der Stellgrenzen liegt, wird durch die Regelung nicht realisiert. Da bei der Regelung zu Beginn der Simulation davon ausgegangen wird, dass die Restriktionen über den Horizont konstant Null bleiben, wird keine Momentenreserve generiert.

Demnach ist es notwendig, der Regelung nicht nur zukünftige Sollverläufe sondern auch die Verläufe der oberen und der unteren Stellgrenze zu übergeben. Der Stellbereich müsste im gezeigten Beispiel entsprechend der Sollwerte bei einer Simulationszeit von circa vier Sekunden aufgeweitet werden, um die Realisierung des Wunschmomentes zu gewährleisten.

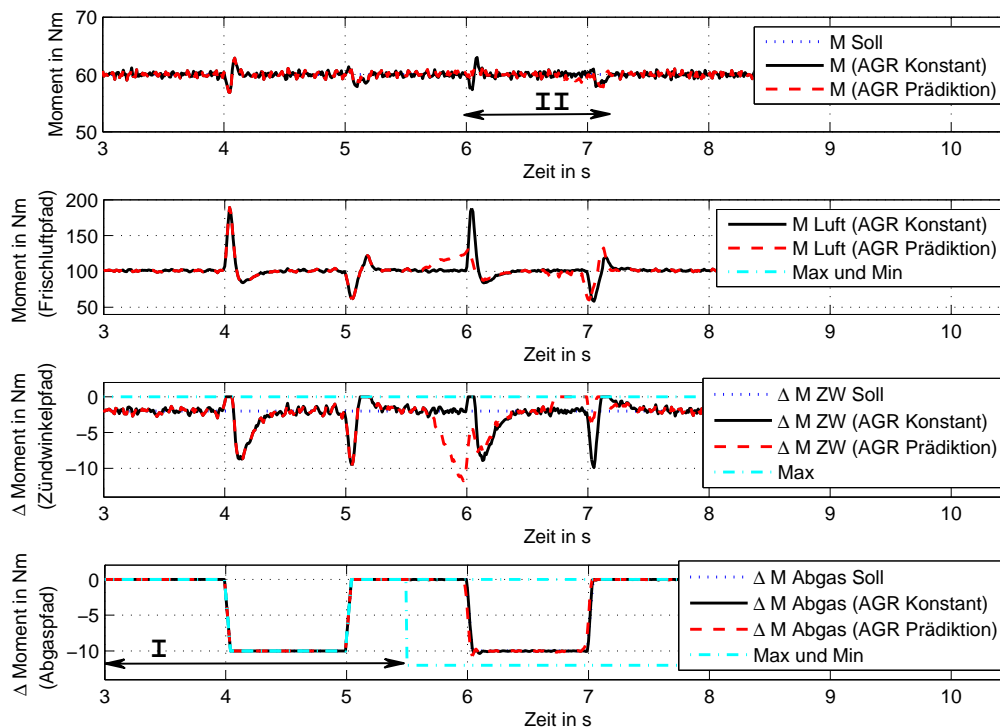


Abbildung A.10: Vergleich MPR (QuadProg) mit und ohne Führungsverlauf

Abhängigkeiten der Regelmatrizen von der Modelldynamik und der Verstärkung

In den folgenden beiden Abbildungen sind, ähnlich wie auf Seite 108, die Abhängigkeiten der Reglermatrizeninhalte von den Modelldynamiken bei aktiver Drehzahlregelung dargestellt. Untersucht wurde dabei der Einfluss

- der Änderung der Zündpfaddynamik und
- der Variation der Drehzahldynamik, das heißt, das dynamische Verhalten der Drehzahl beeinflusst durch das Antriebsmoment.

In den oberen Grafiken erkennt man die Sprungantworten der einzelnen Teilprozesse und in der unteren Zeile die Inhalte der Reglermatrizen \mathcal{K}_{1Red} , \mathcal{K}_{2Red} und \mathcal{K}_{3Red} . Deutlich zu erkennen ist auch hier die geringe Wirkung auf die Matrizen \mathcal{K}_{1Red} und \mathcal{K}_{3Red} und dem gegenüber die hohe Wirkung auf die Matrix \mathcal{K}_{2Red} .

In den darauf folgenden Abbildungen wird der Einfluss der Verstärkung auf die Inhalte der Reglermatrizen verdeutlicht, wobei hier das Verhalten

- bei Variation der Luftpfaddynamik,
- bei Änderung der Zündpfaddynamik und
- bei Verstellung der Drehzahldynamik

untersucht wurden. Wesentliche Änderungen sind auch hier nur in der Matrix \mathcal{K}_{2Red} zu

verzeichnen.

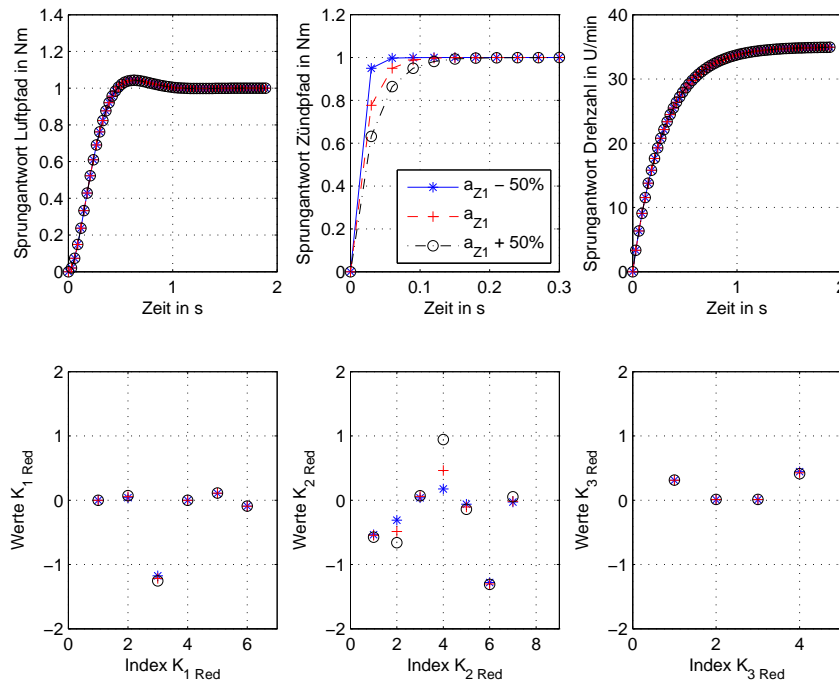


Abbildung A.11: Variation der Zündfadynamik bei aktiver Drehzahlregelung

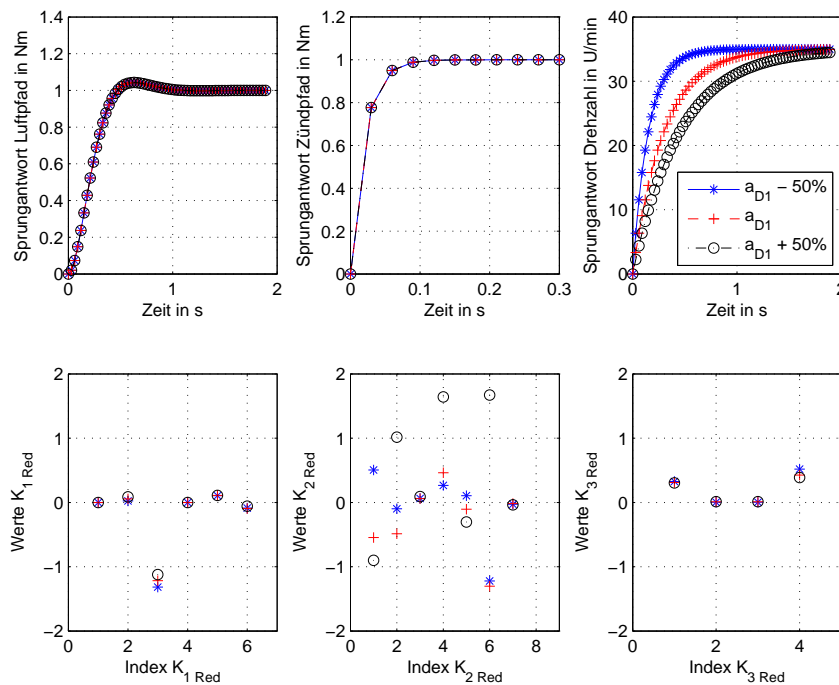


Abbildung A.12: Variation der Dynamikeigenschaften Moment zu Drehzahl bei aktiver Drehzahlregelung

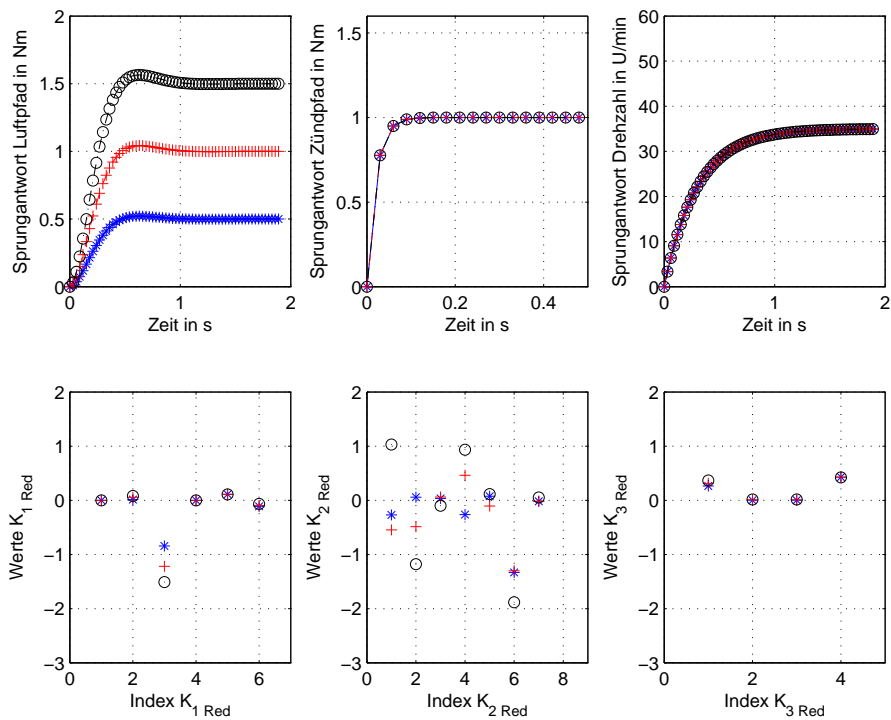


Abbildung A.13: Variation der Verstärkung im Luftpfad bei aktiver Drehzahlregelung

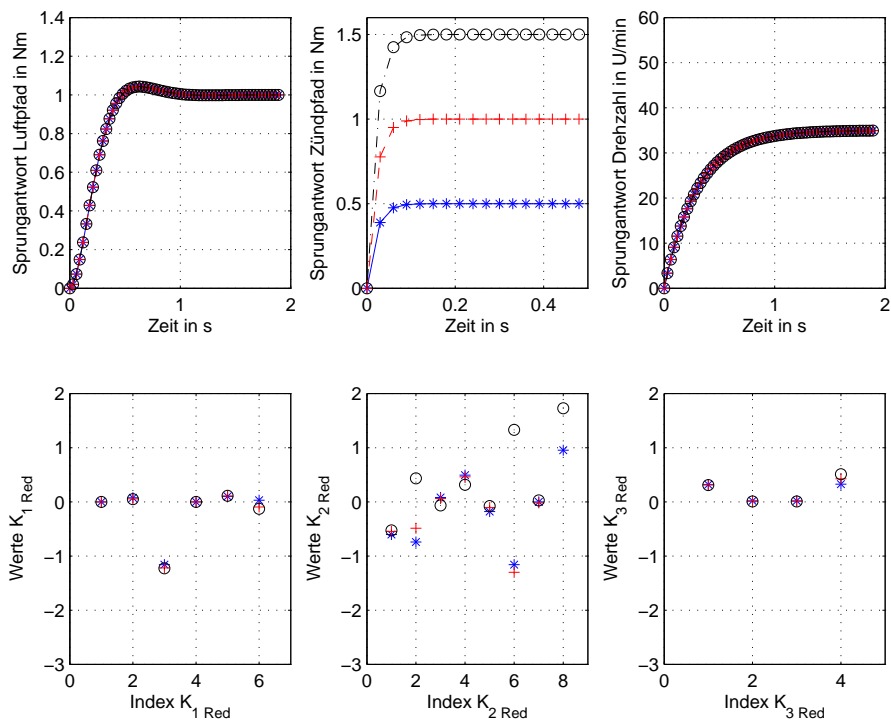


Abbildung A.14: Variation der Verstärkung im Zündwinkelpfad bei aktiver Drehzahlregelung

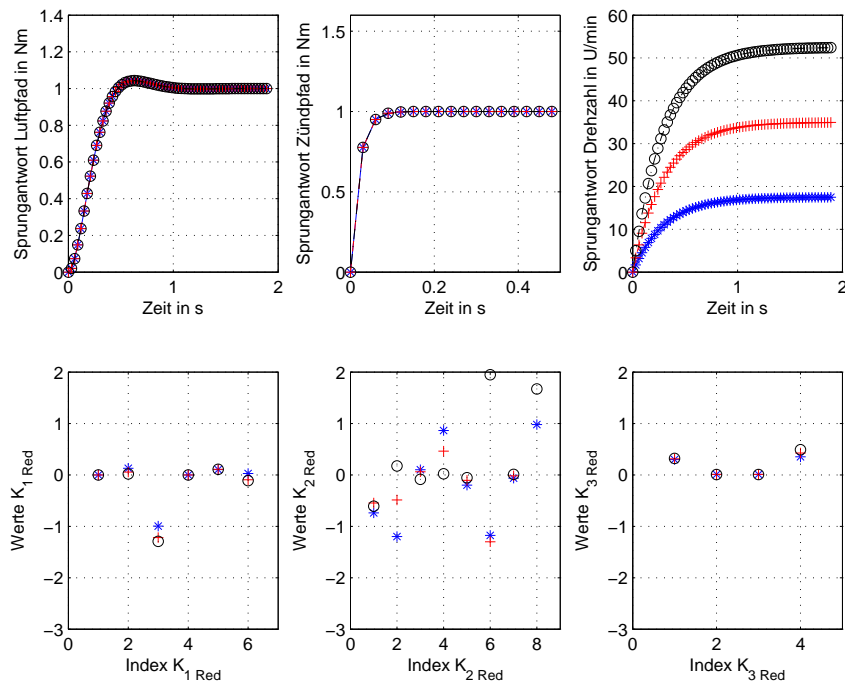


Abbildung A.15: Verstärkungsvariation Moment zu Drehzahl bei aktiver Drehzahlregelung

Dynamikänderungen und Reglerneuberechnung

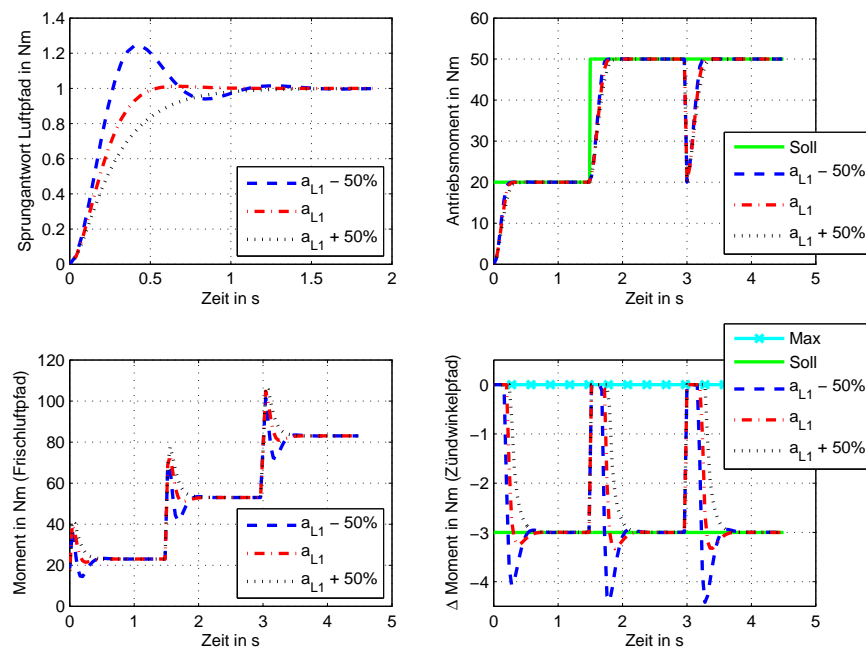


Abbildung A.16: Neuberechnung der Regler bei Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Momentenregelung

In der oberen Darstellung (A.16) wird die Regelgüte bei Änderung der Modelldynamik am Beispiel des Luftpfades bei einer Momentenregelung gezeigt. Die Güte ist hier in Bezug auf die Momentenregelung nahezu identisch. Lediglich bei der Realisierung des Deltamomentes über Zündwinkel werden leichte Unterschiede sichtbar, was wiederum durch die Wichtungen bedingt wird, die wie bei der Drehzahlregelung in Abbildung 6.12 nicht angepasst wurden.

Dynamikänderungen ohne Reglerneuberechnung

Wird der Luftpfad in seinen Dynamikeigenschaften verändert und der Regler nicht neu berechnet, ergibt sich am Beispiel der Momentenregelung folgendes Ergebnis (Abbildung A.17). Die Robustheit und die erreichte Regelgüte in Bezug auf die Momentenrealisierung sind ausreichend. Hingegen ergibt sich für das Deltamoment über Zündwinkel eine wesentlich schlechtere Regelgüte.

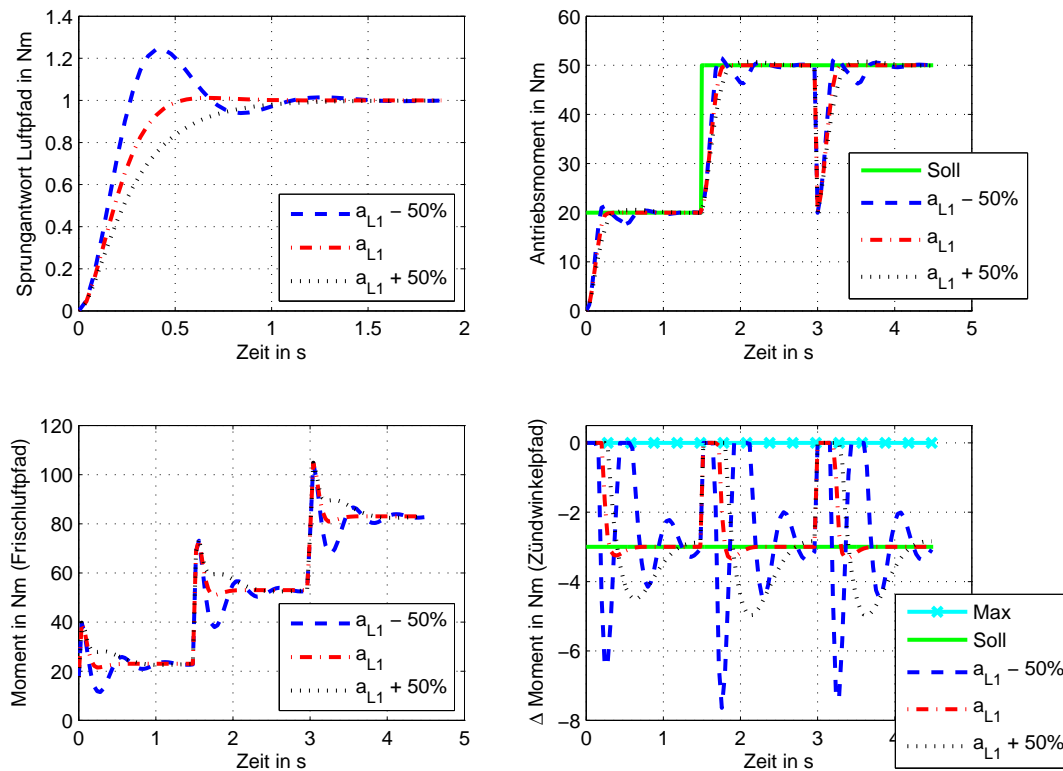


Abbildung A.17: Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Momentenregelung ohne Regleranpassung

Variation des Stellhorizontes H_u

Im folgenden Simulationsergebnis (Bild A.18) erkennt man die Abhängigkeit der Regelgüte von dem Stellhorizont H_u . Die Güte ist bei einem Horizont von fünf Abtastschritten größer, als bei einem Abtastschritt oder zehn Abtastschritten. Dies zeigt, dass bei der Wahl des Stellhorizontes durchaus eine Untersuchung notwendig wird, um den optimalen Horizont zu ermitteln.

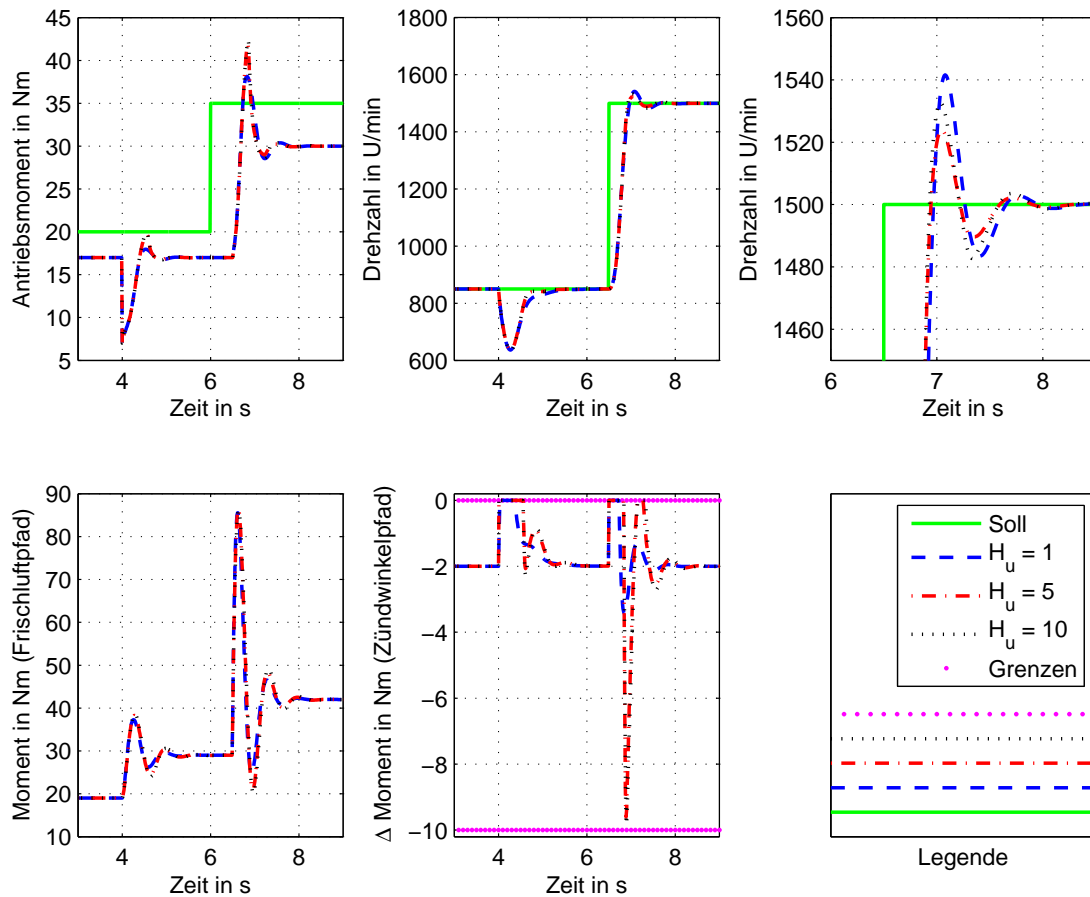


Abbildung A.18: Variation des Stellhorizontes H_u bei aktiver Drehzahlregelung

A.2 am Einzylinderprüfstand

Die Kenndaten des Einzylinderprüfstandes sind in Tabelle A.1 zusammengefasst.

Tabelle A.1: Kenngrößen des Einzylinderprüfstandes

Kenngröße	Formelzeichen	Wert	Einheit
Maximale Leistung	P_{max}	4,1 / 5,5	kW / PS
Hubraum	V_h	163	cm^3
Zylinderbohrung	d	68	mm
Kolbenhub	s	45	mm
Kurbelwellenradius	r	22,5	mm
Pleuelstangenlänge	l	84	mm
Verdichtungsverhältnis	ε	1 : 8,5	–

In der folgenden Darstellung (Abbildung A.19) ist ein Regelungsergebnis gezeigt, bei dem die Drehzahl mittels der Drosselklappe und einer Lambdadifferenz eingestellt wird. Die Drosselklappe wird bei etwa sieben Sekunden durch den modellprädiktiven Regler in die untere Stellgrenze gefahren (Bereich I). Dieser Stellgrößenbegrenzung wird mit einer Abmagerung des Gemisches (Erhöhung von Lambda) durch den stellgrenzenberücksichtigenden Regler (QuadProg) kompensiert und dem Drehzahlanstieg somit entgegengewirkt (Bereich II). Bei einer Messzeit von etwa 13 bis 14 Sekunden ist eine Anfechtung des Gemisches zu erkennen (Bereich III).

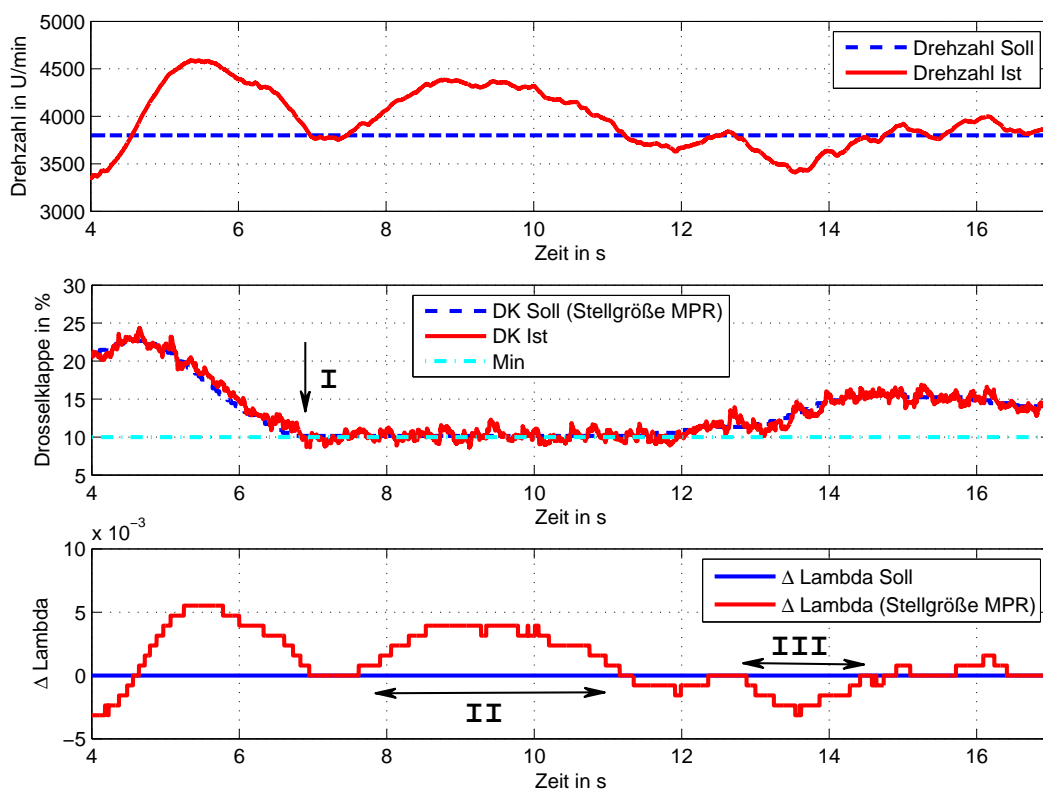


Abbildung A.19: Kompensation der Drosselklappenbegrenzung durch Lambdaeingriff¹⁹

A.3 am Vierzylinderprüfstand

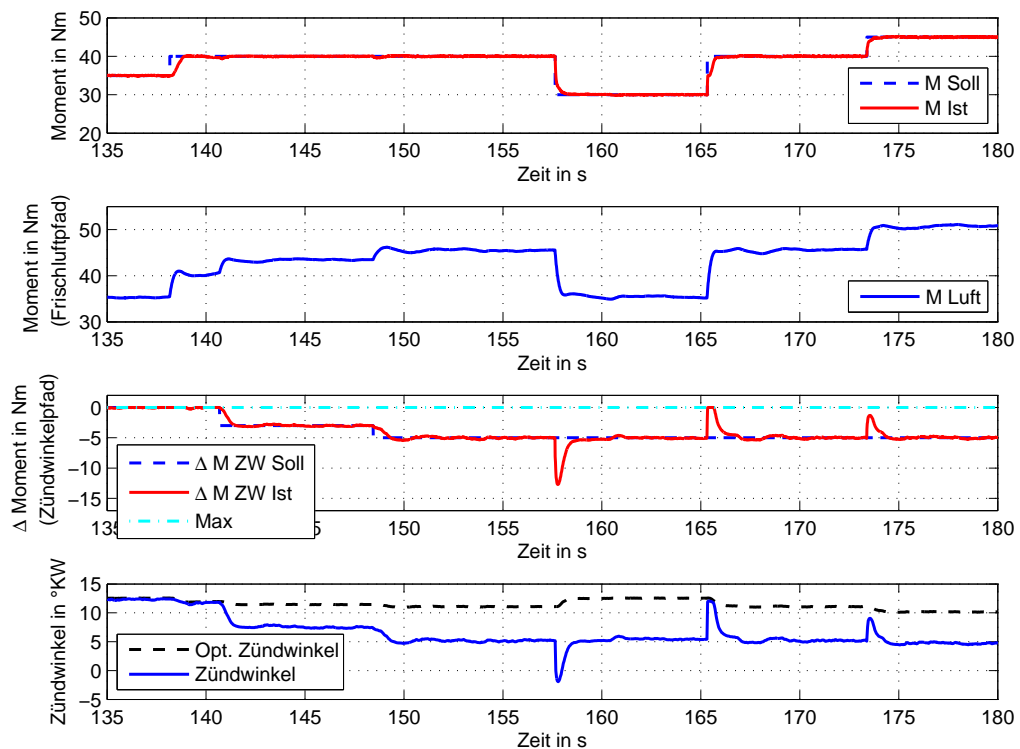
In Tabelle A.2 sind die Kenndaten des am Prüfstand verwendeten Verbrennungsmotors zusammengefasst.

¹⁹Das durch den modellprädiktiven Regler erzeugte Stellsignal Deltalambda wird lediglich mittels 8 Bit vom Powertrain Starter Kit (PSK) zum Target-Rechner übertragen und weist daher das zu erkennenden diskrete Verhalten auf.

Tabelle A.2: Kenngrößen des Verbrennungsmotors am Prüfstand

Kenngröße	Formelzeichen	Wert	Einheit
Zylinderbohrung	d	82,5	mm
Kolbenhub	s	92,8	mm
Hub-Bohrungsverhältnis	s/d	1,125	–
Hubraum eines Zylinders	V_h	496	cm ³
Verdichtungsverhältnis	ε	1 : 9,6	–
Zylinderzahl	n_{Zylinder}	4	–
Gesamthubraum	V_H	1984	cm ³
Pleuelstangenverhältnis	λ_{PL}	0,322	–
Desaxierung	s_D	0,6	mm
Kurbelwellenradius	r	46,4	mm
Pleuelstangenlänge	l	144	mm
Zündreihenfolge	–	1 – 3 – 4 – 2	–

In Abbildung A.20 ist das Ergebnis einer Momentenregelung bei einer konstanten Drehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute (Leerlaufbereich) dargestellt. Oben erkennt man das Soll- und Istmoment, darunter die Stellgröße Moment über Frischluft, in der dritten Grafik die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel und in der untersten Abbildung den optimalen sowie den ausgegebenen Zündwinkel.

**Abbildung A.20:** Momentenregelung bei einer Kurbelwellendrehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute

Das Prozessverhalten wurde in einem Drehzahlbereich von 2000 bis 4000 Umdrehungen pro Minute identifiziert und die Reglerparameter berechnet. In Abbildung A.20 wurden diese Parameter nicht an die niedrige Drehzahl angepasst. Dennoch ist die erreichte Regelgüte sehr gut und mit dem Ergebnis aus Abbildung 6.29 vergleichbar. Reserveanforderungen über das Deltamoment Zündwinkel werden realisiert, was deutlich an der Zündwinkelverstellung in der untersten Abbildung zu erkennen ist. Das Luftmoment wird entsprechend angehoben, um die einhergehende Wirkungsgradverschlechterung zu kompensieren.

Eine weiteres Ergebnis ist in Abbildung A.21 zu sehen. Hier wurde bei einer Drehzahl von 2000 Umdrehungen pro Minute der Momentensollwert über das Fahrpedal vorgegeben. Der Sollwert für das Deltamoment über Zündwinkel war Null und wurde stationär durch die Regelung eingestellt und nur dynamisch zur Einregelung des Antriebsmomentes genutzt.

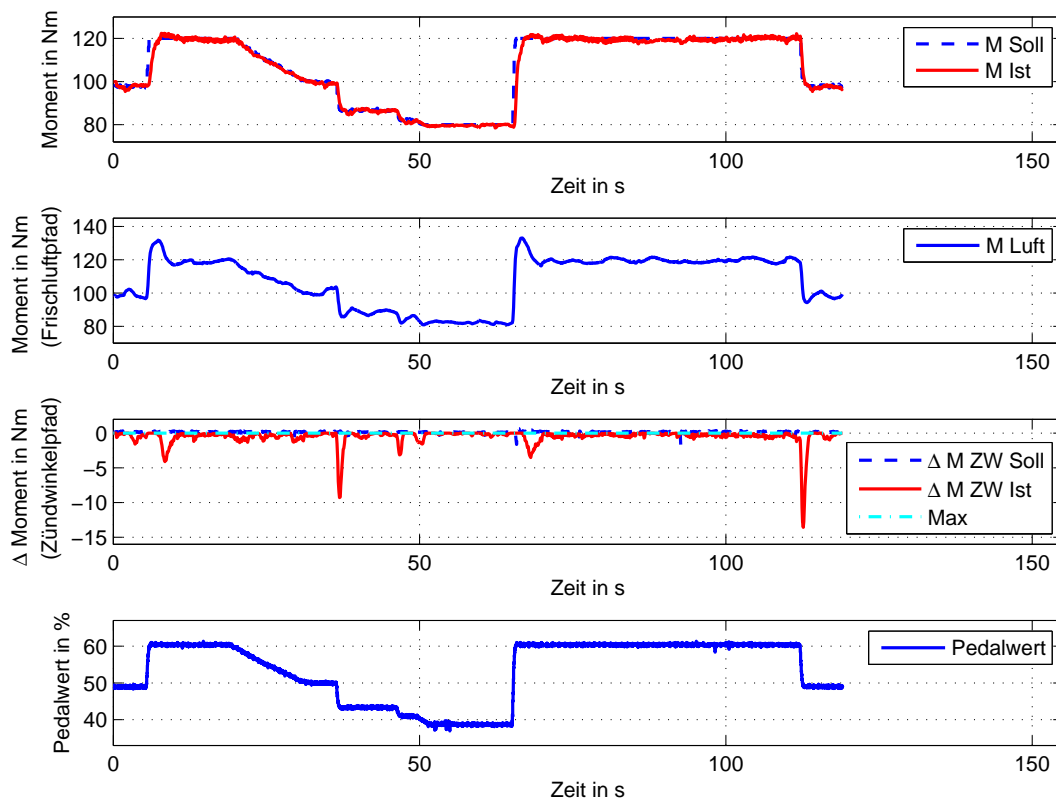


Abbildung A.21: Momentenregelung mit Pedalvorgabe bei einer Kurbelwellendrehzahl von 2000 Umdrehungen pro Minute

A.4 im Fahrzeug

In Tabelle A.3 sind einige Kenndaten des Fahrzeuges und des verwendeten Antriebsaggregates zusammengefasst.

Tabelle A.3: Kenngrößen Fahrzeug

Kenngröße	Wert	Einheit
Fahrzeugklasse	M1	—
Leergewicht	1575	kg
Anzahl der Achsen	2	—
Anzahl der Antriebsachsen	1	—
Hubraum	1984	cm ³
Nennleistung bei 5100 U/min	147	kW
Kraftstoffart	Benzin	—
Höchstgeschwindigkeit	232	km/h

In den folgenden beiden Abbildungen sind Ergebnisse der Momentenregelung im Fahrzeug dargestellt. Ersteres zeigt eine Straßenfahrt (Bild A.22). Oben erkennt man das Soll- und Istmoment, darunter die Stellgröße Moment über Frischluft, in der dritten Grafik die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel und in der untersten Darstellung die Drehzahl, den Getriebegang und den Pedalwert.

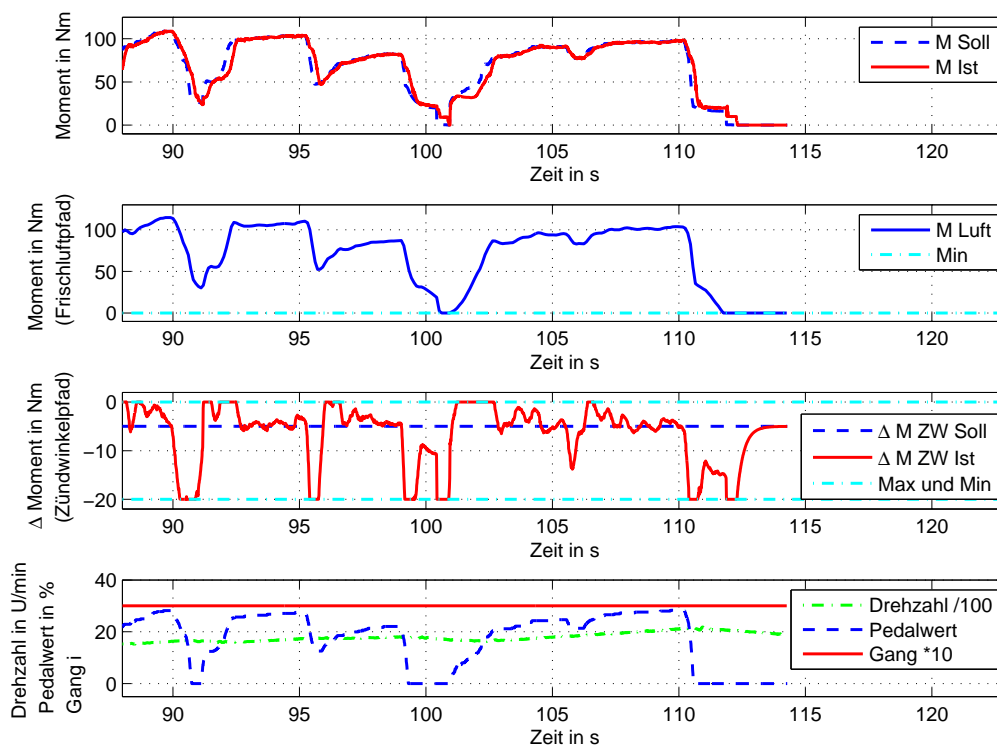


Abbildung A.22: Momentenregelung im Fahrzeug (Fahrt)

Die Messfahrt erfolgte im dritten Fahrgang bei einer Drehzahl zwischen 1600 und 2200 Umdrehungen pro Minute. Das Ergebnis zeigt gutes Führungsverhalten. Der Vergleich mit einem Serienregler zeigt qualitativ keine Abstriche. Beide Stellgrößen werden zur Regelung des Antriebsmomentes genutzt. Da das Sollantriebsmoment über den Verlauf ständig variiert und leichtes Rauschen mit einer Amplitude von etwa 2 Nm zeigt, tritt der stationäre Zustand nie auf. Dies resultiert in einer ständigen Regelabweichung, was zu einer andauernden Nutzung des Zündwinkelmomentes führt. Über die Wichtungen lässt sich dieses Verhalten jedoch einstellen und gegebenenfalls so parametrieren, dass kleine Abweichungen im Antriebsmoment nicht so stark durch das Deltazündwinkelmoment ausgeregelt werden.

Im zweiten Bild (Darstellung A.23) ist eine Messung im Stand und im Leerlauf abgebildet. Hier sind lediglich das Soll- und Istmoment in der oberen, die Stellgröße Moment über Frischluft in der mittleren und die Stell- und Regelgröße Deltamoment über Zündwinkel in der untersten Grafik gezeigt. Das Antriebsmoment wird eingestellt und stationär wird das Deltamoment über Zündwinkel auf die Führungsgröße geführt. Da hier eine Momentenreserve von 4 Nm vorhanden war, wird durch den Regler das Deltazündwinkelmoment sowohl in negative als auch in positive Richtung zur Ausregelung der Antriebsmomentenfehler genutzt. Ein leichtes schwingen im Antriebsstrang ist auch hier sichtbar, was wiederum zu Eingriffen des Deltazündwinkelmomentes führt. An diesem Ergebnis ist auch deutlich zu erkennen, dass die Verstärkungen der Stellpfade annähernd den Wert eins annehmen. Stationär betrachtet steigt das Istmoment um den gleichen Wert wie das Luftmoment. Die Differenz zwischen dem Istmoment und dem Luftmoment entspricht dem Deltamoment Zündwinkel, was auch eine Verstärkung von eins für diesem Stellpfad beweist.

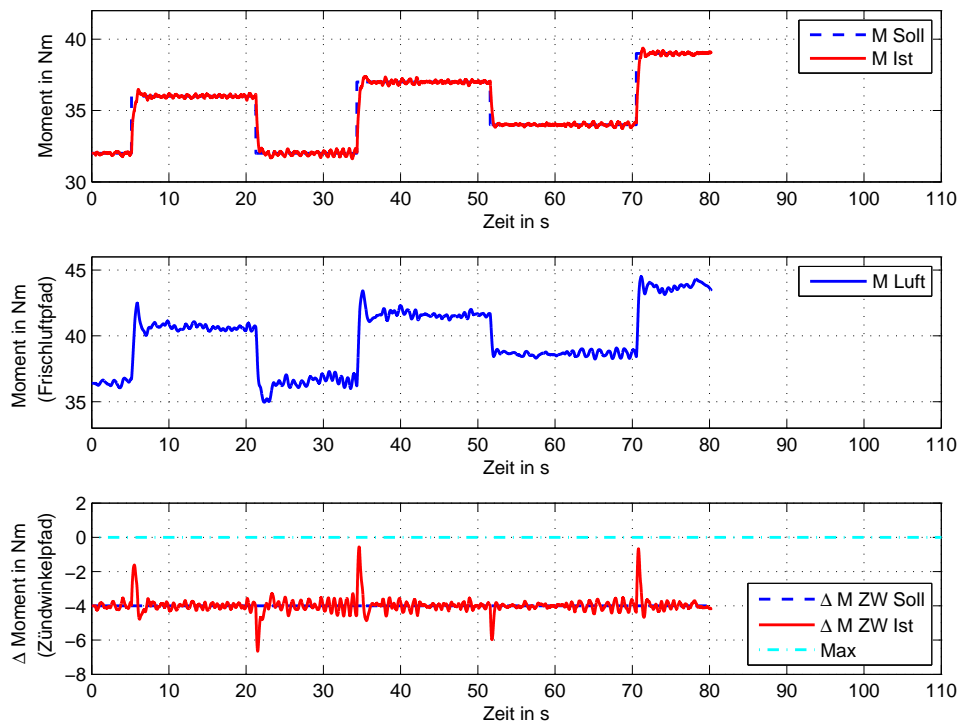


Abbildung A.23: Momentenregelung - Führungssprünge im Fahrzeug (Leerlauf)

In Abbildung A.24 ist das Ergebnis einer Drehzahlregelung im Stand und im Leerlauf dargestellt. Oben sind die Soll- und Istdrehzahl, darunter die Stellgröße Moment über Frischluft, in der dritten Grafik die Stellgröße Deltamoment über Zündwinkel und in der untersten Darstellung die Zündwinkelsignale zu finden. Man erkennt einen Drehzahl-sprung von 400 Umdrehungen pro Minute, der mit etwa 20% Überschwingen eingestellt wird. Verschiedene Solldeltazündwinkelwerte werden über die Transformationsfunktion, den Regler und die inverse Transformationsfunktion realisiert, was deutlich an den Zündwinkelsignalen zu erkennen ist. Die Differenz zwischen dem optimalen Zündwinkel und dem ausgegebenen Zündwinkel entspricht im stationären Zustand dem geforderten Delta-zündwinkel (ΔZW_{Soll}). Dies zeigt, dass die Invertierung der Transformationsfunktion in der gewünschten Weise arbeitet. Damit wird die Umsetzung der Anforderung der Brennverfahrensteuerungen gewährleistet.

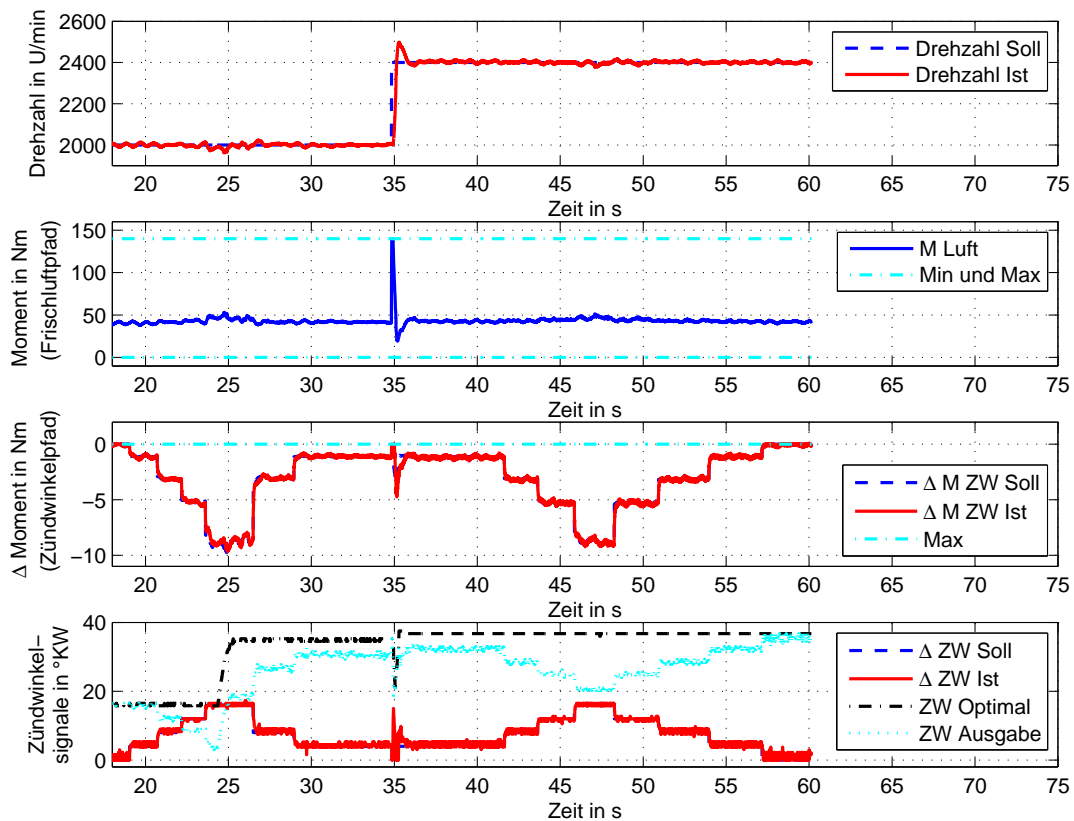


Abbildung A.24: Drehzahlregelung im Fahrzeug (Leerlauf)

B Einzylinderprüfstand

Das Notstromaggregat ESE 2000 BS der Fa. ENDRESS, dessen Kenndaten der Tabelle A.1 zu entnehmen sind, realisiert im original mittels Fliehkraftregler und Magnetzündanlage eine konstante Drehzahl von etwa 3000 Umdrehungen pro Minute. Eine Anfettung des Gemisches beim Startvorgang erfolgt über einen Hebel an der Chokeyklappe. Dieser Hebel muss manuell bedient werden. Von dem Originalaufbau wurde lediglich die Magnetzündanlage für die Motorsteuerung weiter verwendet. Der Fliehkraftregler und der Chokeyhebel wurden entfernt und durch eigene Komponenten ersetzt. Diese und weitere Modifikationen sollen im Folgenden kurz erläutert werden. Dazu zählt

- a) die Drehzahlerfassung,
- b) die Drossel- und die Chokeyklappenregelung,
- c) das Abgassystem und die Lambdaregelung,
- d) das Zündsystem,
- e) die Laststeuerung,
- f) die Druckindizierung,
- g) die Temperaturmessung im Abgasstrang und
- h) die Lastschätzung.

Eine Übersicht des Einzylinderprüfstandes ist in Abbildung 6.21 dargestellt.

a) Drehzahlerfassung

Die hochaufgelöste Drehzahl wird, wie in Abbildung B.1 dargestellt, mit einem an der Kurbelwelle angebrachten 60-2 Geberrad und einem Hallsensor ermittelt. Dreht sich die Antriebswelle, erzeugt der Hallsensor ein Rechtecksignal. Wegen den langsam ansteigenden und abfallenden Flanken und der auftretenden Störungen ist eine Aufbereitung dieses Messsignals erforderlich. Eine Schaltung mit Optocoupler und Schmitttrigger erfüllt den Zweck, die transiente Störung zu beseitigen und die Flankensteilheit zu verbessern [71]. Aus dem aufbereiteten Messsignal wird mittels Zähler einer Multifunktionskarte und der bekannten Oszillatorfrequenz die Zeit zwischen zwei Zahnflanken erfasst und daraus die Drehzahl nach folgender Gleichung berechnet.

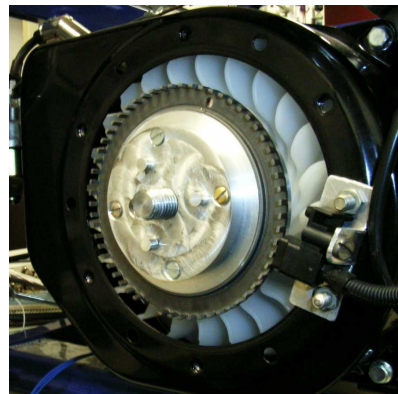


Abbildung B.1: 60-2 Geberrad und Hallsensor zur Drehzahlerfassung

$$n = \frac{\text{Oszillatorfrequenz}}{\text{Zählerstand}} \quad (\text{B.1})$$

Für eine Referenzmessung dient ein an der Generatorseite angebrachter Inkrementalgeber.

b) Drossel- und die Chokeyklappenregelung

Zur elektronischen Regelung des Verbrennungsmotors wurde der vorhandene Fliehkraftregler durch eine elektromechanische Aktuatorik ersetzt. Dabei erfolgt nun die Positionierung der Drosselklappe über einen Servomotor. Auch der Chokeyhebel wurde modifiziert, so dass auch dieser über einen Servomotor ansteuerbar wird. Die Anordnung kann in Abbildung B.2 betrachtet werden. Unten sind die beiden Drehhebel der Drosselklappe (links) und der Chokeyklappe (rechts) zu erkennen. Daran angebracht ist je ein Gestänge, über das der jeweilige Servomotor die Klappen positioniert.

Das durch das xPC-Target-System ausgegebene analoge Stellsignal (jeweils für Drossel- und Chokeyklappe) wird mittels Timer in ein PWM-Signal (pulsweitenmoduliertes Signal) gewandelt. Dieses PWM-Signal wird über einen Leistungstreiber an den jeweiligen Servomotor geführt. Die Drehrichtung der Servomotoren lässt sich über je zwei digitale Signale wählen.

Mit einem auf der gleichen Welle (Servomotor) angebrachten Potentiometer wird die aktuelle Istposition bestimmt.

Die Drossel- und Chokeyklappenregelung ist in Abbildung B.3 dargestellt. Nach einer Initialisierungsphase, bei der die Drosselklappe von Anschlag zu Anschlag fährt und so mittels Hochpassfilterung des Sensorsignals die mechanischen Grenzen adaptiert werden, wird die Regelung aktiviert. Eine Umrechnung des Messsignals in Prozenteinheiten dient der besseren Lesbarkeit und dem besseren Verständnis.

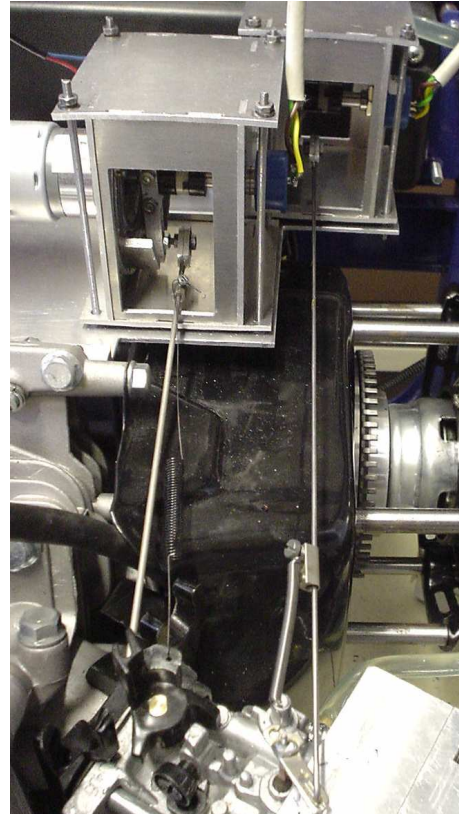


Abbildung B.2: Anordnung der Drossel- und Chokeysteuerung

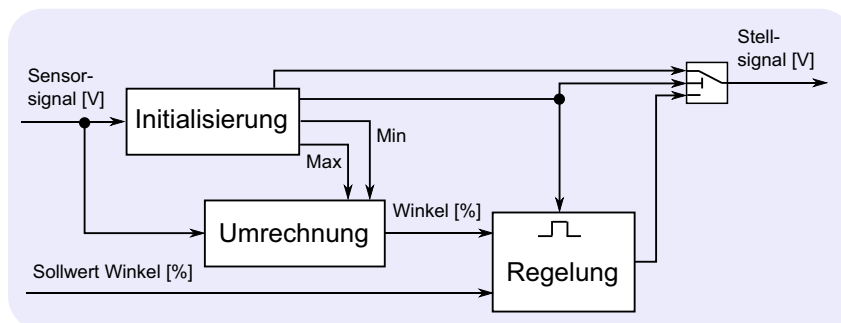


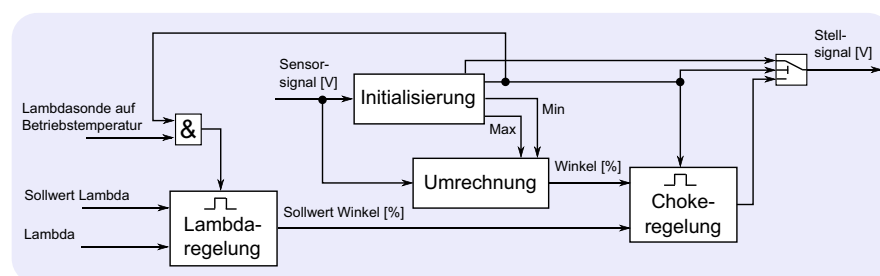
Abbildung B.3: Drossel- und Chokeyklappenregelung

c) Abgassystem und Lambdaregelung

Das Abgassystem wurde so erweitert, dass neben der Ergänzung durch einen Katalysator auch die Montage zweier Lambdasonden möglich wird. Eine Lambdasonde erfasst den Lambdawert vor dem Katalysator und die zweite nach dem Katalysator. Ein industrieller Lambdacontroller dient dem Aufheizen der Lambdasonden auf Betriebstemperatur und der Vorauswertung des Sensorsignals. Dieses kann anschließend sowohl über eine CAN²⁰- als auch über eine Analog-Schnittstelle erfasst werden. Abbildung B.4a zeigt den Einbau der Lambdasonde (vor dem Katalysator) in den Abgasstrang. Rechts daneben ist die Lambdaregelung skizziert. Erst wenn durch den Lambdacontroller die Betriebsbereitschaft der Lambdasonde bestätigt wird und die Initialisierungsroutine der Chokeregelung abgeschlossen ist, wird die Lambdaregelung aktiviert.



(a) Vorkatlambda-sonde



(b) Lambdaregelung

Abbildung B.4: Lambdasonde und Lambdaregelung

d) Zündsystem

Für die variable Zündansteuerung wurde neben der vorhandenen Magnetzündanlage eine Transistorzündung (Abbildung B.5b) integriert. Diese ermöglicht es über den Target-PC und der Interface-Karte (siehe Bild 6.21) den Zündzeitpunkt variabel zu gestalten. Um aber einen variablen Zündzeitpunkt ausgeben zu können, muss die genaue Kolbenposition bekannt sein. Da mit dem 60-2 Geberrad keine Absolutposition erfasst wird, kann diese aber nicht eindeutig mit dem 60-2 Geberrad bestimmt werden. Aus diesem Grund wurde eine Vorrichtung zur Erfassung des Einlassventilzustandes ergänzt. Dazu wird mittels induktiven Näherungsschalter die Lage der Stößelstangen erfasst. Das Signal des Näherungsschalters alterniert entsprechend dem geöffneten beziehungsweise dem geschlossenen Einlassventil. So kann eine Synchronisation mit dem 60-2 Geberrad erfolgen und die genaue Kolbenposition über zwei Umdrehungen (für 4-Takt-Verfahren) für eine Zündsteuerung erfasst werden.

Für die Ausgabe des Zündimpulses wurde eine spezielle Funktion implementiert, die über die fallenden Flanken des 60-2 Geberrades angetriggert wird. Der Zeitpunkt der Zündimpulsausgabe erfolgt über den Vergleich der ermittelten Kolbenposition mit dem Sollzündwinkel. Ist die Differenz dieses Vergleiches kleiner sechs Grad wird ein Timer der Multifunktionskarte aktiviert, der von einem Startwert bis Null zählt und den Zündimpuls

²⁰Controller Area Network

generiert. Der Startwert wird mittels der Zahnzeit berechnet. Ein Beispiel ist in Abbildung B.5a zu finden. Der Sollzündwinkel entspricht beispielsweise 356° Kurbelwinkel, also vier Grad vor OT. Mit der Zeit zwischen den letzten beiden Zahnflanken kann der Startwert entsprechend Gleichung B.2 berechnet werden.

$$t_{start} = \frac{t_{6^\circ}}{6^\circ} \cdot (\text{Sollzündwinkel} - \text{Kurbelwellenwinkel}) \quad (\text{B.2})$$

Zur Sicherung der Rechentechnik erfolgt mittels Optocoupler eine elektrische Trennung zwischen dem xPC-Target-System und dem Zündsystem.

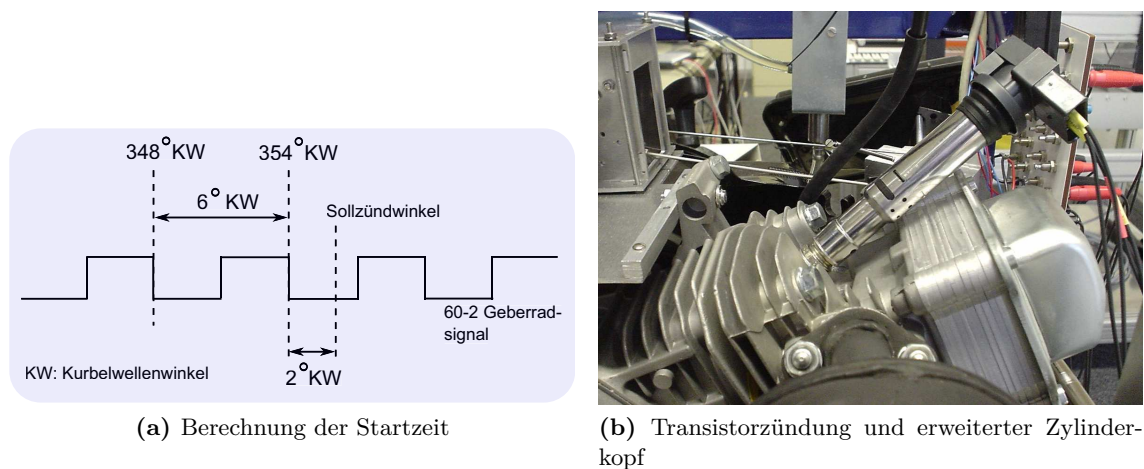


Abbildung B.5: Zündsteuerung

e) Laststeuerung

Um einen möglichst realen Motorbetrieb zu realisieren, ist ein veränderliches Lastmoment erforderlich. Dies wird mit Hilfe eines elektrischen Verbrauchers realisiert, der über eine Zuleitung vom Synchrongenerator mit 230V Wechselspannung gespeist wird (siehe Abbildung 6.21). Über einen Wechselspannungssteller kann die Last kontinuierlich verstellt werden. Der gewünschte Phasenanschnitt wird dabei über ein Analogsignal zwischen 0 und 10 Volt vorgegeben.

f) Druckindizierung

Die Druckmessung ist ein hervorragendes Mittel zur thermodynamischen Analyse der innermotorischen Zustände (zum Beispiel Ablauf der Verbrennung). Daher wurde eine Funktion erstellt, die die Auswertung der Druckmessung online im Betrieb von xPC-Target realisiert. Insbesondere stehen dadurch folgende Informationen nach jedem Arbeitsspiel zur Berücksichtigung in der Regelung bereit:

- **Verbrennungshalbwertszeitlage** $\alpha_{50\%}$ - Er beschreibt, bei welchem Kurbelwinkel der Kraftstoff zu 50% verbrannt ist. Dies ist eine entscheidende Kenngröße der Verbrennung. Bei einem Verbrennungsschwerpunkt von etwa 8° Kurbelwinkel nach OT wird ein Ottomotor wirkungsgradoptimal betrieben [11, 164].
- **effektiver Mitteldruck** p_i - Diese Kenngröße multipliziert mit dem Hubvolumen

V_h entspricht der thermodynamisch geleisteten Arbeit im aktuellen Arbeitsspiel.

- **Mitteldruck** p_{iHD} , **Verlustdruck** p_{iND} ²¹ - Wird die Fläche im Indikatordiagramm in rechts und links herum umschlossene Flächen geteilt, so ergeben sich die gewonnene Arbeit aus Verbrennung und die Ladungswechselerarbeit (Verlust). Analog zum effektivem Mitteldruck ergeben sich die Kenngrößen Mitteldruck und Verlustdruck, wobei die Relation $p_i = p_{iHD} - p_{iND}$ gilt.

Ferner lassen sich nach KURATLE [139] mit der Kenntnis der Druckverläufe im Brennraum der indizierte und mechanische Wirkungsgrad, der optimale Zünd- beziehungsweise Einspritzzeitpunkt, die mechanische und thermische Motorbelastung und Zyklusschwankungen ermitteln. Eine Klopferkennung ist mit dem Drucksignal ebenfalls möglich.

Zur Erfassung des Zylinderdruckes wird eine Messzündkerze der Fa. KISTLER [246] verwendet. Über einen Ladungsverstärker und eine Analog-Schnittstelle wird das Drucksignal eingelesen und für die Steuerung und zu Auswertungszwecken verwendet. Voraussetzung für die Nutzung der Messzündkerze ist die Transistorzündung.

g) Temperaturmessung im Abgasstrang

Zur Messung der Temperatur im Katalysator und an den beiden Lambdasonden werden drei Mantelthermoelemente verwendet. Die Verstärkung der Messsignale erfolgt mit dem Verstärker-IC AD595AQ [5] der Fa. ANALOG DEVICES. Die dadurch bereitstehenden Analogsignale werden über die Interfacekarte im xPC-Target-Rechner eingelesen und ausgewertet.

h) Lastschätzung durch Strommessung

Über einen Stromwandler wird berührungslos der Strom zwischen Generator und elektrischer Last ermittelt. Der Stromwandler besteht aus einer Spule, durch die das stromführende Kabel geführt wird. Durch einen Wechselstromfluss wird in der Drossel eine Wechselspannung induziert. Werden nun die Enden der Spule mit einem Widerstand kurzgeschlossen, fließt durch diesen ebenfalls ein Wechselstrom. Die Amplitude des Spannungsabfalls ist proportional dem zu messenden Strom.

²¹Die Bezeichnung *HD* steht für die Hochdruckschleife und *ND* für die Niederdruckschleife. Die Niederdruckschleife wird in der Literatur [216] auch als Ladungswechselschleife bezeichnet.

C Basisprinzip der modellprädiktiven Regelung in Matlab[®]/Simulink[®]

Im Folgenden wird eine vereinfachte Implementierungsvariante einer modellprädiktiven Regelung (analytische Lösung, Abbildung 5.3) in der Entwicklungsumgebung Matlab[®]/Simulink[®] erläutert.

Initialisierungsroutine

Zur Demonstration sei der Prozess vereinfacht durch das folgende Prozessmodell beschrieben:

$$\begin{bmatrix} M_{Ist} \\ n_{Ist} \\ \Delta M_{ZW_{Ist}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{M_M_H} & G_{M_ \Delta M_{ZW}} \\ G_{n_M_H} & G_{n_ \Delta M_{ZW}} \\ 0 & G_{\Delta M_{ZW} _ \Delta M_{ZW}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ \Delta M_{ZW_{Soll}} \end{bmatrix} \quad (C.1)$$

Nachdem das Prozessmodell parametrisiert und die Einstellparameter, wie die Abtastzeit, die Horizonte und die Wichtungen gewählt sind, werden die Prädiktionsmatrizen Ψ , Υ und Θ aus dem Prozessmodell berechnet, die Wichtungsmatrizen aus den Wichtungsvorgaben q und r ermittelt und die Reglermatrizen \mathcal{K}_{1Red} , \mathcal{K}_{2Red} und \mathcal{K}_{3Red} generiert.

```

1  % *****
2  %
3  % Dateiname:      InitMPR.m
4  % Anwendungen:   Simulation modellprädiktive Regelung
5  %
6  % Autor:         Chr. Fritzsche
7  % Datum:        04.09.2009
8  % Beschreibung:  Initialisierung
9  %
10 % *****
11
12 clear all; close all
13
14 %% Einstellwerte =====
15 tab = 0.01;      % Abtastzeit
16
17 Hp = 25;        % Prädiktionshorizont
18 Hu = 3;         % Stellhorizont
19
20 q = [1 0 0.1];  % Wichtung Regelgröße [M n dMZW]
21 r = [0.1 0.1]; % Wichtung Stellgröße [MLuft dMZW]
22
23 GM_MH = tf(1,[0.01 0.3 1]); % Prozessmodell MLuft zu M
24 GM_ZW = tf(1,[0.01 1]);     % Prozessmodell dMZW zu M
25 GZW_ZW = tf(1,[0.01 1]);   % Prozessmodell dMZW zu dMZW
26 Gn_M = tf(50,[0.3 1]);     % Prozessmodell M zu n

```

```

27
28 %% Berechnung Gesamtmodell =====
29 Gges = [GM_MH GM_ZW; GM_MH*Gn_M GM_ZW*Gn_M; 0 GZW_ZW];
30 GssC = minreal(ss(Gges));
31
32 [A,B,C,D] = ssdata(GssC);
33 GssD = c2d(GssC,tab);
34
35 [AD,BD,CD,DD] = ssdata(GssD);
36
37 [xx,ni] = size(BD);      % ni = Anzahl Eingänge
38 [no,xx] = size(CD);     % no = Anzahl Ausgänge
39
40 %% Berechnung der Dynamikmatrizen =====
41 % Psi
42 psi = CD*AD;
43 for k = 2:Hp
44     psi = [psi; CD*(AD^k)];
45 end
46
47 % Upsilon
48 zwg = eye(size(AD));
49 yps = [CD*BD];
50 for k = 1:Hp-1
51     zwg = zwg+AD^(k);
52     yps = [yps;CD*zwg*BD];
53 end
54
55 % Theta
56 thet = zeros(no*Hp,ni*Hu);
57 for k = 1:Hu
58     h1 = ((k-1)*no)+1;
59     h2 = ((k-1)*ni)+1;
60     thet(h1:no*Hp,h2:k*ni) = yps(1:(no*Hp-((k-1)*no)),:);
61 end
62
63 %% Wichtungsmatrizen erstellen =====
64 Q = eye(no*Hp);
65 qq = [];
66 for k = 1:Hp
67     qq = [qq;q(:)];
68 end
69 for k = 1:no*Hp
70     Q(k,k)=qq(k);
71 end
72
73 R = eye(ni*Hu);
74 rr = [];
75 for k = 1:Hu
76     rr = [rr;r(:)];
77 end
78 for k = 1:ni*Hu
79     R(k,k) = rr(k);
80 end
81
82 %% Berechnung der MPR-Matrizen =====
83 H = thet'*Q*thet+R;
84 H = (H+H')/2;
85 Hi = inv(H);

```

```

86 K = 0.5*Hi*2*thet '*Q;
87
88 M = [];
89 for k = 1:Hp
90     M = [M; eye(no)];
91 end
92 O = zeros(ni*Hu,ni);
93 O(1:ni,1:ni) = eye(ni);
94 O = O';
95
96 K1red = O*K*M;
97 K2red = O*K*psi;
98 K3red = O*K*ypsi;

```

Listing C.1: Reglermatrizen (Analytische Lösung) ohne Führungsverlauf

Implementierung in Simulink®:

Die modellprädiktive Regelung mit einem vereinfachten Simulationsmodell für den Prozess ist in Abbildung C.1 dargestellt.

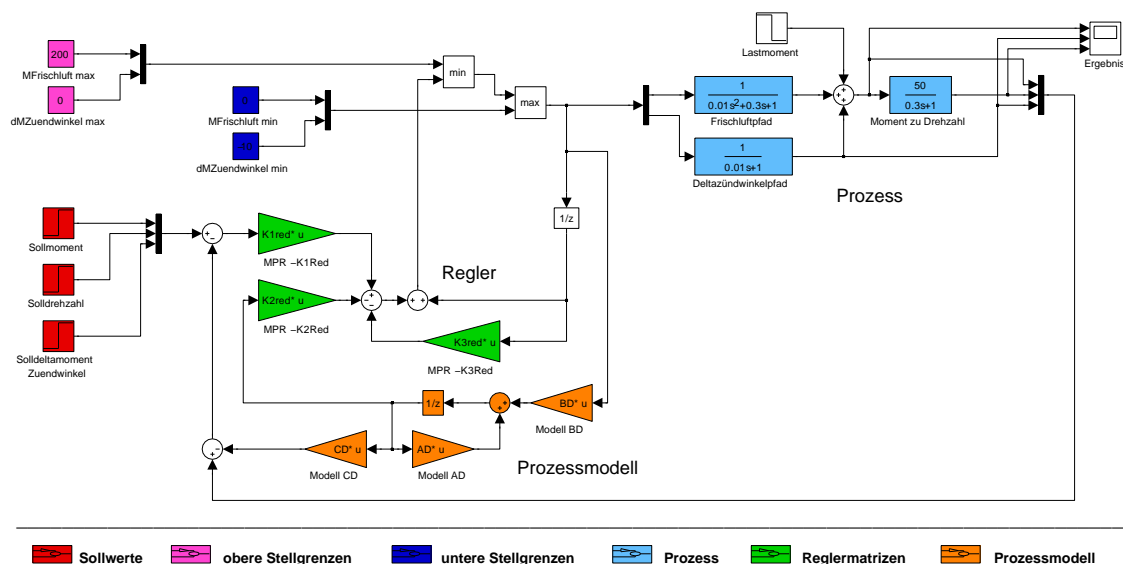


Abbildung C.1: Modellprädiktive Regelung - Simulationsbeispiel

Sollen in dem dargestellten Simulationsmodell auch Führungsgrößenverläufe in der Regelung berücksichtigt werden, können entsprechend Abbildung 5.1 und Gleichung 5.1 bis 5.3 die Matrizen \mathcal{K}_1 bis \mathcal{K}_3 wie folgt berechnet werden.

```

1 % K1 bis K3 (Berücksichtigung von Führungsgrößenverläufen)
2 K1 = K;
3 K2 = K*psi;
4 K3 = K*ypsi;

```

Listing C.2: Reglermatrizen (Analytische Lösung) mit Führungsverlauf

Die Matrizen \mathcal{M} und \mathcal{O} müssen dann gegebenenfalls bei der Implementierung in Simulink® ergänzt werden.

D Nomenklatur

D.1 Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
<i>AGR</i>	: Abgasrückführung
<i>ANW</i>	: Auslassnockenwelle
<i>ASR</i>	: Antriebsschlupfregelung
<i>ATL</i>	: Abgasturbolader
<i>C</i>	: Kohlenstoff
<i>CAN</i>	: Controller Area Network
<i>CARTRONIC</i>	: Ordnungskonzept für alle Steuerungs- und Regelungsaufgaben eines Fahrzeugs
<i>CO</i>	: Kohlenstoffmonoxid
<i>CO₂</i>	: Kohlenstoffdioxid
<i>DK</i>	: Drosselklappe
<i>DoE</i>	: Design of Experiments
<i>DSP</i>	: Digitaler Signalprozessor
<i>EGAS</i>	: Elektronisches Gaspedal
<i>ENW</i>	: Einlassnockenwelle
<i>ESP</i>	: Elektronisches Stabilitätsprogramm
<i>EV</i>	: Einlassventil
<i>HCCI</i>	: Homogenous Charge Compression Ignition
<i>FPGA</i>	: Field Programmable Gate Array
<i>GPC</i>	: Generalized Predictive Controller
<i>HC</i>	: Kohlenwasserstoff
<i>HIL</i>	: Hardware in the Loop
<i>IC</i>	: Integrated Circuit
<i>KW</i>	: Kurbelwellenwinkel
<i>LBK</i>	: Ladungsbewegungsklappe
<i>LL</i>	: Leerlauf
<i>max</i>	: Maximum
<i>min</i>	: Minimum

Abkürzung	Beschreibung
<i>MFR</i>	: Modellfolgeregelung
<i>MPR</i>	: Modellprädiktive Regelung
<i>MPT</i>	: Multi-Parametric-Toolbox
<i>N₂O</i>	: Distickstoffmonoxid
<i>NO</i>	: Stickstoffmonoxid
<i>NO₂</i>	: Stickstoffdioxid
<i>NO_x</i>	: Stickoxide
<i>NW</i>	: Nockenwelle
<i>OSEK</i>	: Offene Systeme und deren Schnittstellen für die Elektronik im Kraftfahrzeug
<i>OT</i>	: oberer Totpunkt
<i>PSK</i>	: Powertrain Starter Kit
<i>USB</i>	: Universal Serial Bus
<i>UT</i>	: unterer Totpunkt
<i>VDX</i>	: Vehicle Distributed Executive
<i>VTG</i>	: Variable Turbinen Geometrie
<i>z.B.</i>	: zum Beispiel
<i>ZMS</i>	: Zweimassenschwungrad

D.2 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
α_{50}	: [°]	Verbrennungsschwerpunktlage
α_{DK}	: [°]	Drosselklappenwinkel
α_{ZW}	: [°KW]	Zündwinkel
β_E	: [–]	Schadstoffemission
Δ	: [–]	Delta / Differenz
$\Delta(k)$: [–]	Abweichung zwischen der Ausgangsgröße und Modellausgangsgröße
$\Delta\lambda$: [–]	Lambdaänderung bezogen auf Basiseinstellung
ΔM_i	: [Nm]	Deltamoment / Differenzmoment
ΔM_{AGR}	: [Nm]	Deltamoment über Abgaspfad
ΔM_{EM}	: [Nm]	Deltamoment über Elektromaschine
ΔM_λ	: [Nm]	Deltamoment über Lambdapfad

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
ΔM_{ZW}	: $[Nm]$	Deltamoment über Zündwinkelpfad
$\Delta u(k)$: $[-]$	Differenzstellgröße zum Zeitpunkt k
$\Delta u_M(k)$: $[-]$	Differenzstellgröße des Modellreglers zum Zeitpunkt k
$\Delta u_F(k)$: $[-]$	Differenzstellgröße des Folgereglers zum Zeitpunkt k
$\Delta \hat{u}(k+i k)$: $[-]$	am Zeitpunkt k vorgegebene Differenzstellgröße zum Zeitpunkt $k+i$
$\Delta \mathcal{U}(k)$: $[-]$	Vektor der zukünftigen Differenzstellsignale zum Zeitpunkt k
$\overline{\Delta \mathcal{U}(k)}$: $[-]$	modifizierter Vektor der zukünftigen Differenzstellsignale zum Zeitpunkt k
ε	: $[-]$	Verdichtungsverhältnis
$\varepsilon(k)$: $[-]$	Abweichung der freien Bewegung von der Führungsgröße zum Zeitpunkt k
γ_{NW}	: $[^\circ KW]$	Nockenwellenwinkel
η_{Basis}	: $[-]$	Basiswirkungsgrad
η_{Lambda}	: $[-]$	Lambdawirkungsgrad
$\eta_{Z\u00fcndung}$: $[-]$	Z\u00fcndwinkelwirkungsgrad
λ	: $[-]$	Luft-Kraftstoff-Verh\u00e4ltnis (Lambda)
λ_B	: $[-]$	Basiseinstellung f\u00fcr Lambda
Ψ	: $[-]$	Matrix der Pr\u00e4diktionsgleichung (kennzeichnet den Einfluss des aktuellen Zustandes)
$\tau(k)$: $[-]$	Differenz zwischen $\Delta(k)$
Θ	: $[-]$	Matrix der Pr\u00e4diktionsgleichung (kennzeichnet den Einfluss der zuk\u00fcftigen Differenzstellsignale)
$\overline{\Theta}$: $[-]$	Matrix der Pr\u00e4diktionsgleichung (modifiziertes Θ)
ω_{TF}	: $[^\circ]$	Modellparameter (Transformationsfunktion)
Υ	: $[-]$	Matrix der Pr\u00e4diktionsgleichung (kennzeichnet den Einfluss der letzten Stellgr\u00f6\u00dfe)
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>		
\mathcal{A}	: $[-]$	Koeffizientenmatrix der Ungleichung der Stellbegrenzungen
A	: $[-]$	Systemmatrix der Zustandsraumbeschreibung
a	: $[m/s^2]$	Beschleunigung
a_i	: $[-]$	Koeffizienten Nennerpolynom einer \u00dcbertragungsfunktion

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
b	: $[-]$	Lösungsvektor der Ungleichung der Stellbegrenzungen
b_i	: $[-]$	Koeffizienten Zählerpolynom einer Übertragungsfunktion
B	: $[-]$	Eingangsmatrix der Zustandsraumbeschreibung
C	: $[-]$	Ausgangsmatrix der Zustandsraumbeschreibung
d	: $[mm]$	Zylinderbohrung
$e(k)$: $[-]$	Regeldifferenzgröße zum Zeitpunkt k
f_{TF}	: $[-]$	Modellparameter (Transformationsfunktion)
\mathcal{G}	: $[-]$	Koeffizientenmatrix des Optimierungsproblems
$G_{ij}(s)$: $[-]$	Übertragungsfunktion von j nach i (Bildbereich)
\mathcal{H}	: $[-]$	Koeffizientenmatrix des Optimierungsproblems
H_p	: $[-]$	Prädiktionshorizont
H_u	: $[-]$	Stellhorizont
I	: $[-]$	Einheitsmatrix
J	: $[-]$	Gütekriterium
J_M	: $[kgm^2]$	Trägheitsmoment Motor
K	: $[-]$	Streckenverstärkung
K_{TF}	: $[-]$	Modellparameter (Transformationsfunktion)
\mathcal{K}	: $[-]$	Reglermatrix für den Fall vorgegebener Führungsgrößenverläufe unter Einbeziehung der stellgrößen- auskoppelnden Matrix \mathcal{O} (analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung)
\mathcal{K}_i	: $[-]$	Reglermatrix für den Fall vorgegebener Führungsgrößenverläufe (analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung)
\mathcal{K}_{iRed}	: $[-]$	Reglermatrix für den Fall konstanter Führungsgrößen (analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung)
\mathcal{K}_{Di}	: $[-]$	Reglermatrix (dynamische Teil analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung)
l	: $[mm]$	Pleuelstangenlänge
m_L	: $[\%]$	relative Frischluftmasse
m_K	: $[\%]$	relative Kraftstoffmasse
\dot{m}	: $[kg/h]$	Massenstrom
\mathcal{M}	: $[-]$	Matrix zur Anpassung an den Führungsgrößenverlauf
M	: $[Nm]$	Moment

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
M_{Basis}	: [Nm]	Basismoment
$M_{Indiziert}$: [Nm]	indiziertes Motormoment
$M_{Kupplung}$: [Nm]	Kupplungsmoment
M_{Last}	: [Nm]	Lastmoment
$M_{Optimum}$: [Nm]	optimales Motormoment
$M_{Reibung}$: [Nm]	Reibmoment
$M_{Reserve}$: [Nm]	Reservemoment
$M_{\lambda B}$: [Nm]	Basismoment Lambda
M_{λ}	: [Nm]	Moment bei Lambdaverstellung
n	: [U/min]	Drehzahl
n_i	: [–]	Anzahl der Systemeingänge
n_o	: [–]	Anzahl der Systemausgänge
$n_{Zylinder}$: [–]	Anzahl der Zylinder
n_x	: [–]	Anzahl der Systemzustände
\mathcal{O}	: [–]	Matrix zur Auskopplung der aktuellen Stellgrößen-differenz aus dem Differenzstellgrößenvektor
P	: [W]	Leistung
p	: [Pa]	Druck
Q	: [–]	Bestrafung der Regeldifferenz
R	: [–]	Bestrafung der Stellgrößenänderung
R_{Gas}	: [J/molK]	Gaskonstante
r	: [mm]	Kurbelwellenradius
r_i	: [–]	Nummer der Regelgröße
s	: [mm]	Kolbenhub
s_D	: [mm]	Desaxierung
s_{Pedal}	: [%]	Pedalstellung
T	: [–]	Zeitkonstante
T_F	: [–]	Transformationsmatrix
$T_{Saugrohr}$: [K]	Saugrohrtemperatur
t	: [s]	Zeit
$\mathcal{U}(k)$: [–]	Vektor der zukünftigen Stellgrößen zum Zeitpunkt k
U_{Zyklus}	: [–]	Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen pro Zyklus
$u(k)$: [–]	Stellgröße zum Zeitpunkt k
$u_M(k)$: [–]	Stellgröße des Modellreglers zum Zeitpunkt k
$u_F(k)$: [–]	Stellgröße des Folgereglers zum Zeitpunkt k

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$\hat{u}(k+i k)$: [-]	am Zeitpunkt k vorgegebene Stellgröße zum Zeitpunkt $k+i$
u_{max}	: [-]	obere Begrenzung der Stellgröße
u_{min}	: [-]	untere Begrenzung der Stellgröße
V	: [m^3]	Volumen
$v(k)$: [-]	Ausgangsgröße der dynamischen Elemente zum Zeitpunkt k (analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung)
W	: [J]	Arbeit
$w(k+i k)$: [-]	am Zeitpunkt k vorgegebene Führungsgröße zum Zeitpunkt $k+i$
$w_{Red}(k)$: [-]	Führungsgröße zum Zeitpunkt k (kein vorgegebener Verlauf)
$x(k)$: [-]	Zustandsvektor zum Zeitpunkt k
$\hat{x}(k+i k)$: [-]	am Zeitpunkt k vorhergesagter Zustand zum Zeitpunkt $k+i$
\mathcal{Y}	: [-]	Vektor des prädizierten Ausgangsgrößenverlaufs zum Zeitpunkt k
$y(k)$: [-]	Ausgangsgröße zum Zeitpunkt k
$\hat{y}(k+i k)$: [-]	am Zeitpunkt k vorhergesagter Ausgang zum Zeitpunkt $k+i$
$z(k)$: [-]	Störgröße zum Zeitpunkt k
$z(k+i k)$: [-]	am Zeitpunkt k vorgegebene Störgröße zum Zeitpunkt $k+i$

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schema eines Verbrennungsmotors (einleitendes Beispiel)	3
1.2	Problemdarstellung	4
1.3	Konkurrierende Zielgrößen	5
1.4	Drehmomentenbasierte Funktionsstruktur	6
1.5	Übliche Momentenkoordination	7
2.1	Komponenten eines modernen Verbrennungsmotors	14
2.2	Kreisprozess eines Ottomotors im p-V-Diagramm	14
2.3	Zusammenhänge der Steuerungsparameter eines Verbrennungsmotors	16
2.4	Gleichraumprozess	19
2.5	Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Zündzeitpunkt	19
2.6	Moment und Wirkungsgrad über Lambda	20
2.7	Wirkungsgrad über die Abgasrückführrate (arbeitspunktabhängig)	21
2.8	Wirkpfade bei der Momentenerzeugung	22
2.9	Steuerung der Gaszusammensetzung vor dem Einlassventil	23
2.10	Steuerung der Gaszusammensetzung im Zylinder	24
2.11	Gemischbildung im Zylinder	26
2.12	Brennbeginn und Energieumsetzung	26
2.13	Schadstoffkonzentrationen	28
3.1	Mehrgrößenregelungsstruktur - Übersicht	31
3.2	Unterlagerte Steuerung für den Frischluft- und Abgasanteil im Zylinder . .	34
3.3	Dynamik des Frischluftpfades	34
3.4	Verhalten und Zusammenhang zwischen Füllungs- und Abgaspfad	36
3.5	Zündwinkelpfad	37
3.6	Die Sicht der überlagerten Momentensteuerung	38
3.7	Ziel der Transformationsfunktion	39
3.8	Transformation und inverse Transformation zur Linearisierung	40
3.9	Einfluss der Frischluftmasse und des Zündwinkels auf das Moment	41
3.10	Transformationsfunktionen und Momentenregler	42
3.11	Prozessstruktur	43
3.12	Regelungsstruktur	44
3.13	Umschaltung Abgasmasse ohne Reglereingriff	47
3.14	Umschaltung Abgasmasse mit Reglereingriff	48
3.15	Einbringung Schubabschalten/Wiedereinsetzen	51
3.16	Zusammenhang zwischen der Schwerpunkt Lage und dem indizierten Moment	52
3.17	Motorverhalten mit und ohne Stabilisierungsfunktion	53
3.18	Wirkplan der Stabilisierungsfunktion	54
3.19	Erweiterung mit einer E-Maschine	55

4.1	Grundprinzip prädiktiver Regelungen	58
4.2	Analytische Lösung ohne Soll-/Istwertvergleich (Eingrößenfall)	65
4.3	Analytische Lösung mit Soll-/Istwertvergleich (Eingrößenfall)	65
4.4	Modellprädiktive Regelung - Zusammenfassung	68
4.5	Analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung (Mehrgrößenfall ohne Führungsgrößenverlauf)	69
5.1	Implementierungsvariante 1 - mit Führungsgrößenverlauf	74
5.2	Implementierungsvariante 2 - mit Führungs- und Störgrößenverlauf	76
5.3	Implementierungsvariante 3 - ohne Führungs- und Stellgrößenverlauf	77
5.4	Klassische Reglerstrukturdarstellung der Implementierungsvariante 3 nach Abbildung 5.3	77
5.5	Analytische Lösung - allgemeine Form für die Implementierung	78
5.6	Allgemeine Modellfolgeregelung	79
5.7	Implementierungsvariante 4 - als Modellfolgeregelung	79
5.8	Vergleich zwischen MPR und MFR	80
5.9	Implementierungsvariante 5 - Reduzierte Implementierung	82
5.10	Führungsgrößenverläufe	83
5.11	Eingriffe des 10 Millisekunden- und des Synchro-Rasters bei 750 Umdrehungen pro Minute (Leerlaufbereich)	85
5.12	Multiratenproblem - Lösung A: Zuletzt berechneter Wert wird realisiert	85
5.13	Multiratenproblem - Lösung B: Mittelwert des Stellverlaufes wird realisiert	86
5.14	Multiratenproblem - Lösung D: Bestrafung verbotener Stelleingriffe über die Wichtungspfadparameter	89
5.15	Prozessverhalten Füllungspfad	90
5.16	Zeitkonstante T in Abhängigkeit der Drehzahl (Frischluftpfad)	91
5.17	Ablaufplan bei der Bedatung einer modellprädiktiven Regelung	92
6.1	Simulationsmodell	97
6.2	Momentenregelung mit Frischluft- und Zündwinkelpfad	101
6.3	Momentenregelung mit allen Stellpfaden	102
6.4	Vergleich MPR mit und ohne Führungsverlauf	104
6.5	Momentenregelung mit nichäquidistantem Führungsgrößenverlauf	105
6.6	Vergleich prädierte und nicht prädierte Umschaltung der Abgasmasse	105
6.7	Vergleich MPR (analytisch) mit und ohne Drehzahlprädiktion	106
6.8	Prozessmodell zur Analyse der Abhängigkeiten der Reglermatrizen von der Modelldynamik und der Modellverstärkung	107
6.9	Variation der Dynamikeigenschaften im Frischluftpfad bei aktiver Drehzahlregelung	108
6.10	Drehzahlregelung - Anpassung der Matrix K_{2red} bei Änderung der Frischluftpfaddynamik	109
6.11	Drehzahlregelung - Neuberechnung der Reglermatrizen bei Variation der Frischluftpfaddynamik	110
6.12	Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Drehzahlregelung ohne Regleranpassung	110
6.13	Antriebsmomentenregelung und Variation der Wichtung Q für das Antriebsmoment	111

6.14 Drehzahlregelung und Variation der Wichtung R für das Deltamoment Zündwinkel	112
6.15 Umschaltung Moment- und Drehzahlregelung über Wichtung Q	113
6.16 Vergleich Varianten zur Berücksichtigung verschiedener Abtastraten	114
6.17 Vergleich MPR (analytisch) mit und ohne Störverlauf	116
6.18 „Quadprog“-Laufzeituntersuchungen (TriCore TC1796)	117
6.19 Teststand auf Grundlage des Notstromaggregates ESE 2000 BS der Fa. ENDRESS	119
6.20 Schematische Darstellung des um- und aufgerüsteten Einzylindermotors	119
6.21 Übersicht Einzylinderprüfstand	120
6.22 Regelungsstruktur am Einzylinderprüfstand	121
6.23 Drehzahlregelung mit Drosselklappe und Deltalambda als Stellgrößen	122
6.24 Drehzahlregelung mit Drosselklappe und Deltazündwinkel als Stellgrößen	123
6.25 Übersicht der Entwicklungsumgebung am Motorenprüfstand	125
6.26 Vorgehensweise zur Grundbedatung der Reglerparameter	126
6.27 Anordnung zum Test auf exakte Rücktransformation	126
6.28 Test auf exakte Rücktransformation am Prüfstand	127
6.29 Momentenregelung bei einer Kurbelwellendrehzahl von 4500 U/min	128
6.30 Momentenregelung bei Reserveanforderung und einer Kurbelwellendrehzahl von 1500 U/min	129
6.31 Vergleich Momentensprung mit und ohne Reserve bei einer Kurbelwellen- drehzahl von 800 U/min	130
6.32 Drehzahlregelung am Prüfstand	131
6.33 Entwicklungsumgebung im Testfahrzeug	132
6.34 Transformation und Rücktransformation ohne Reglereingriff im Fahrzeug	134
6.35 Momentenregelung im Fahrzeug	135
6.36 Drehzahlregelung im Fahrzeug im Leerlauf	136
6.37 Übergang von einer Momenten- zu einer Drehzahlregelung im Fahrzeug	137
A.1 Zwangsläufige Führungsgrößenänderungen im Deltazündwinkelmoment	143
A.2 Sprungförmige Laständerungen mit freiem Deltapfad	144
A.3 Sprungförmige Laständerungen mit nicht verfügbarem Deltapfad	144
A.4 Führungsgrößenänderung mit freiem Deltapfad	145
A.5 Momentenregelung - Stellpfade: Frischluft, Zündwinkel und Lambda	146
A.6 Momentenregelung - Stellpfade: Frischluft, Zündwinkel, Gemischverhältnis und Abgasmasse	147
A.7 Vergleich der analytischen Lösung der modellprädiktiven Regelung mit und ohne Führungsverlauf	148
A.8 Führungsgrößenprädiktion - mit und ohne Endwert (analytische Lösung)	149
A.9 Prädiktionsfehler	150
A.10 Vergleich MPR (QuadProg) mit und ohne Führungsverlauf	151
A.11 Variation der Zündpfaddynamik bei aktiver Drehzahlregelung	152
A.12 Variation der Dynamikeigenschaften Moment zu Drehzahl bei aktiver Dreh- zahlregelung	152
A.13 Variation der Verstärkung im Luftpfad bei aktiver Drehzahlregelung	153
A.14 Variation der Verstärkung im Zündwinkelpfad bei aktiver Drehzahlregelung	153
A.15 Verstärkungsvariation Moment zu Drehzahl bei aktiver Drehzahlregelung	154

A.16 Neuberechnung der Regler bei Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Momentenregelung	154
A.17 Variation der Dynamikeigenschaften im Luftpfad bei aktiver Momentenregelung ohne Regleranpassung	155
A.18 Variation des Stellhorizontes H_u bei aktiver Drehzahlregelung	156
A.19 Kompensation der Drosselklappenbegrenzung durch Lambdaeingriff	157
A.20 Momentenregelung bei einer Kurbelwellendrehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute	158
A.21 Momentenregelung mit Pedalvorgabe bei einer Kurbelwellendrehzahl von 2000 Umdrehungen pro Minute	159
A.22 Momentenregelung im Fahrzeug (Fahrt)	160
A.23 Momentenregelung - Führungssprünge im Fahrzeug (Leerlauf)	161
A.24 Drehzahlregelung im Fahrzeug (Leerlauf)	162
B.1 60-2 Geberrad und Hallsensor zur Drehzahlerfassung	163
B.2 Anordnung der Drossel- und Chokesteuerung	164
B.3 Drossel- und Chokeklappenregelung	164
B.4 Lambdasonde und Lambdaeregelung	165
B.5 Zündsteuerung	166
C.1 Modellprädiktive Regelung - Simulationsbeispiel	171

Tabellenverzeichnis

2.1	Überblick wesentlicher Stellgrößen am Verbrennungsmotor	15
4.1	Dimensionen der Variablen für Mehrgrößensysteme	68
A.1	Kenngrößen des Einzylinderprüfstandes	156
A.2	Kenngrößen des Verbrennungsmotors am Prüfstand	158
A.3	Kenngrößen Fahrzeug	160

Listings

5.1	Berechnung der Matrix \mathcal{K}_A	81
5.2	Berechnung der Matrix \mathcal{K}_B	81
C.1	Reglermatrizen (Analytische Lösung) ohne Führungsverlauf	169
C.2	Reglermatrizen (Analytische Lösung) mit Führungsverlauf	171

Literaturverzeichnis

- [1] ABEL, D.: *Höhere Regelungstechnik*. Umdruck zur Vorlesung - 1. Auflage - Institut für Regelungstechnik, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Aachen, 2006
- [2] ADE, M.: *Ein Beitrag zur Modellierung des Antriebsstrangs von Hybrid-Elektrofahrzeugen*. Shaker Verlag Aachen, 2009
- [3] ADLER, U. UND ROBERT BOSCH GMBH (HRSG.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. VDI-Verlag Düsseldorf - 21. Auflage, 1991
- [4] ALLGÖWER, F. UND ZHENG, A.: *Nonlinear Model Predictive Control*. Birkhäuser-Verlag Basel, 2000
- [5] ANALOG DEVICES: *AD595AQ - Monolithic Thermocouple Amplifiers with Cold Junction Compensation*, 2009
- [6] ANGEL, M.: *Untersuchungen zum Vollastverhalten eines Ottomotors mit innerer Gemischbildung*, Technische Universität Ilmenau, Diplomarbeit, 1997
- [7] ARNOLD, E.; LINKE, H. UND SIEBERT, W.: Ein modell-prädiktives Regelungsverfahren zur optimierten Wasserbewirtschaftung des Mittellandkanals und des Elbe-Seitenkanals. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 47 / 9 (1999), S. 399 – 407
- [8] ARNOLD, P.: *Koordination der Stellmöglichkeiten eines ottomotorischen Wunschmomentes*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich Maschinenbau und Elektrotechnik, Bachelorthesis, 2009
- [9] ATI - ACCURATE TECHNOLOGIES: *No Hooks - Rapid Prototyping Software*, 19.02.2009. – ATI - <http://www accuratetechnologies.com/images/stories/product-datasheets/noooks>
- [10] BACK, M.: *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme Universität Karlsruhe, Diss., 2005
- [11] BARGENDE, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung - Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren. In: *MTZ - Motor-technische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* 56 / 10 (1995), S. 623 – 638
- [12] BARGENDE, M. UND BURKHARDT, C.: Applikationshilfen zur Vollastabstimmung von Ottomotoren. In: *1. Tagung "Klopfregelung für Ottomotoren - Trends für Serienentwickler"*, Berlin, Haus der Technik e.V., IAV GmbH (2003)
- [13] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung - Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potential*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage

- GmbH Wiesbaden, 2007
- [14] BASSHUYSEN, R. VAN UND SCHÄFER, F. : *Saugrohrumschaltung*. <http://www.motorlexikon.de/?I=1887&R=W.htm> (03.07.2009). 2009
- [15] BAUMANN, J.; SWARNAKARAND, A.; KIENCKE, U. UND SCHLEAL, T.: A Robust Controller Design for Anti-Jerking. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA 2005-01-0041* (2005)
- [16] BECK, R.; BOLLIG, A. UND ABEL, D.: Comparison of two Real-Time Predictive Strategies for the Optimal Energy Management of a Hybrid Electric Vehicle. In: *E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, Institut Francais du Petrole* (2006), S. 239 – 246
- [17] BECK, R.; BOLLIG, A. UND ABEL, D.: Echtzeitstrategien zum Prädiktiven Optimalen Energiemanagement in Hybridfahrzeugen. In: *VDI Berichte Nr. 1975* (2006)
- [18] BECK, R.; HOFFMANN, K.; BOLLIG, A.; ABEL, D.; ZETINA, S.; BRAUN, H.; SCHOLT, T. UND NEISS K.: Robuste Modellprädiktive Kupplungsregelung für ein Hybridfahrzeug. In: *Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG 2006 VDI-Berichte 1931* (2006), S. 651 – 660
- [19] BECK, R.; ZETINA, S.; BOLLIG, A. UND NEISS, K.: Robuste Modellprädiktive Kupplungsregelung für ein Hybridfahrzeug. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 55 (2007), S. 360 – 367
- [20] BECKMANN, R.: *Modellierung des Luftsystems eines aufgeladenen Ottomotors*, Universität Rostock, Diplomarbeit, 2007
- [21] BECKMANN, R. UND DREWELOW, W.: Vorsteuerung auf der Basis einer exakten Linearisierung. In: *Interner Bericht - IAV GmbH Gifhorn - 03.03.2009* (2009)
- [22] BEHRENDT, H.: *Modellbasierte prädiktive Regelung von Antriebsstrangschwingungen unter Berücksichtigung diskret wechselnder Zustände*, Mechatronik Zentrum Hannover - Leibnitz Universität Hannover, Diplomarbeit, 2008
- [23] BEHRENDT, S.: *Anwendung Modellprädiktiver Regelungen in Verbrennungsmotorsteuerungen*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Diplomarbeit, 2006
- [24] BEHRENDT, S.: *Echtzeitfähige Modellprädiktive Regelung für Verbrennungskraftmaschinen*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Masterthesis, 2009
- [25] BEHRENDT, H.; ZEMKE, S. UND GROTHJAHN, M.: Model Predictive Anti-Jerk Control of Vehicle Driveline Oscillations. In: *7th Symposium Powertrain Control Systems for Motor Vehicles, Berlin* (2009), S. 65 – 70
- [26] BEHRENDT, S.; DÜNOW, P.; FRITZSCHE, C. UND LAMPE, B.: Improvement of Model Predictive Control Algorithms for Real-Time Application. In: *X International PhD Workshop OWD'2008* (2008), 18-21 October
- [27] BEHRENDT, S.; FRITZSCHE, C.; DÜNOW, P.; LAMPE, B.: Real-time Model Predictive Gasoline Engine Control. In: *MMAR 2009 - Methods and Models in Automation and Robotics - 14th IEEE/IFAC International Conferences* (2009)

-
- [28] BELLMANN, R.: *Dynamic Programming*. Princeton University Press, 1957
- [29] BENEDETTO, M. UND GRIZZLE, J.: Qualitative aspects of asymptotic nonlinear model matching. In: *3rd IFAC symposium on nonlinear control systems design NOLCOS '92* (1992), S. 543 – 545
- [30] BENEDETTO, M. UND ISIDORI, A.: The matching of nonlinear models via dynamic systems. In: *Society for industrial and applied mathematics AIAM Journal on Control and Optimization 24(5)* (1986), S. 1063 – 1075
- [31] BERGSTRÖM, A.: *Torque modeling and control of a variable compression engine*, Linköpings universitet, Masterthesis, 2003
- [32] BERTRAM, T.: CARTRONIC. In: *7. Elektronik im Kraftfahrzeugwesen - derzeitiger Stand und Zukunft - Technische Akademie Esslingen. Fachhochschule Esslingen - Hochschule für Technik. Lehrgang 23021/70.219. Ostfildern* (1998), S. 1 – 29
- [33] BERTRAM, T.; BITZER, R.; MAYER, R. UND VOLKART, A.: CARTRONIC - An Open Architecture for Networking the Control Systems of an Automobile. In: *SAE International Congress and Exposition. Detroit/Michigan USA., SAE 98200* (1998), S. 1 – 9
- [34] BERTRAM, T.; DOMINKE, P. UND MÜLLER, B.: The safety-related aspect of CARTRONIC. In: *SAE International Congress and Exposition. Detroit/Michigan USA, SAE 1999-01-0488* (1999), S. 1 – 16
- [35] BERTRAM, T.; SCHRÖDER, W.; DOMINKE, P. UND VOLKART, A.: CARTRONIC - ein Ordnungskonzept für die Steuerungs- und Regelungssysteme in Kraftfahrzeugen. In: *Systemengineering in der KFZ-Entwicklung. VDI-Berichte 1374. VDI-Verlag Düsseldorf* (1997), S. 369 – 398
- [36] BINDER, T.; BLANK, L.; BOCK, H.G.; BULIRSCH, R.; DAHMEN, W.; DIEHL, M.; KRONSEDER, T.; MARQUARDT, W.; SCHLÖDER, J.P. UND VON STRYK, O.: Introduction to model based optimization of chemical processes on moving horizon. In: *Online Optimization of Large Scale Systems (Springer Verlag)* (2001)
- [37] BLATH, J.P. : *Regelungstechnik II*. Technische Universität Clausthal - Institut für Elektrische Informationstechnik. 2007
- [38] BOBER, Q.: *Entwicklung von Steuerungskomponenten für ein Hybridfahrzeug*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Diplomarbeit, 2007
- [39] BOHN, C.; BÖHME, T.; STAATE, A. UND MANEMANN, P.: A Nonlinear Model for Design and Simulation of Automotive Idle Speed Control Strategies. In: *American Control Conference Minneapolis, Minnesota, USA* (2006), June 14 - 16, S. 3272 – 3277
- [40] BOLLIG, A.: Prädiktive Regelung mit Neuronalen Netzen. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag 51* (2003), S. 69 – 77
- [41] BORGEEST, K.: *Elektronik in der Fahrzeugtechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag - GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008
- [42] BRAESS, H.-H. (HRSG.) UND SEIFFERT, U. (HRSG.): *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2005

-
- [43] BRÖCKER, J.; BECKMANN, W. UND KATKE, H.-J.: Die Ermittlung von Kenngrößen des Arbeitsprozesses in Verbrennungsmotoren als Grundlage technischer Optimierung / Fachhochschule Stralsund. 2001. – Forschungsbericht
- [44] BREWERTON, S. UND LETEINTURIER, P.: Rapid Gasoline Powertrain System Design and Evaluation Using a Powertrain Starter Kit. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan* 2005-01-0062 (2005), 11. - 14. April
- [45] CAMACHO, E. F. UND BORDONS, C.: *Model Predictive Control*. Springer Verlag London, 2007
- [46] CHERN, T.-L. UND CHUANG, C.-W.: Design of optimal MIMO DIVSC systems and its application to idle speed control of spark ignition engine. In: *ASME Journal of Dynamic systems, Measurement and Control* (1997)
- [47] CHEVALIER, A.; MÜLLER, M. UND HENDRICKS, E.: On the Validity of Mean Value Engine Models During Transient Operation. In: *SAE 2000 World Congress Detroit, Michigan* (2000), March 6-9
- [48] CLARKE, D. W.; MOHTADI, C. UND TUFFS, P. S.: Generalized Predictive Control - Part 1. The Basis Algorithm. In: *Automatica* 23 / 2 (1987), S. 137 – 148
- [49] CLARKE, D. W.; MOHTADI, C. UND TUFFS, P. S.: Generalized Predictive Control - Part 2. Extensions and Interpretations. In: *Automatica* 23 / 2 (1987), S. 149 – 160
- [50] CLARKE, D. W. UND MOHTADI, C.: Properties of Generalized Predictive Control. In: *Automatica* 25 / 6 (1989), S. 859 – 875
- [51] COOK, J. A.; GRIZZLE, J. W. UND SUN, J.: Engine Control. In: *W.S. Levine: The Controls Handbook - CRC Press-Times Mirror Books* (1996)
- [52] CORMEN, T.H.; LEISERSON, C.E.; RIVEST, R.L. UND STEIN, C.: *Introduction to Algorithms*. B & T Verlag, 2001
- [53] CORREA, C.: Applying the ATI NO-Hooks Technology to Improve ECU Software Testing. In: *K. Röpke: Design of Experiment (DoE) in Engine Development II - Expert Verlag, Renningen* (2005), S. 389 – 400
- [54] CUTLER, C.R. UND RAMAKER, B.L.: Dynamic Matrix Control - a computer control algorithm. In: *Joint American Control Conference, San Francisco* (1980)
- [55] DEAN, A. UND VOSS, D.: *Design and Analysis of Experiments*. Springer, Berlin, 2003
- [56] DING, S. X.; WEINHOLD, N.; ZHANG, P.; DING, E. L.; JEINSCH, T. UND SCHULTALBERS, M.: Integration of FDI functional units into embedded tracking control loops and its application to FDI in engine control systems. In: *IEEE Conference on Control Applications, Canada* (2005)
- [57] DITTMAR, R.; ABE, D. UND HOMMERSON, S.: Modellgestützte prädiktive Regelung eines Destillationskolonnensystems in einer Gaszerlegungsanlage. In: *atp - Automatisierungstechnik Praxis - Oldenbourg Industrieverlag* 41 / 5 (1999), S. 26 – 36
- [58] DITTMAR, R. UND MARTIN, G.D.: Nichtlineare modellgestützte prädiktive Regelung eines industriellen Polypropylenreaktors unter Verwendung künstlicher neuro-

-
- naler Netze. In: *atp - Automatisierungstechnik Praxis - Oldenbourg Industrieverlag* 43 / 3 (2001), S. 42 – 51
- [59] DITTMAR, R. UND PFEIFFER, B.-M.: *Modellbasierte prädiktive Regelung*. Oldenbourg Verlag München, Wien, 2004
- [60] DÜNOW, P. *Anwendungen Modellprädiktiver Regelungen*. 2004
- [61] DRAEGER, A.: *Neuronale Netze zur Regelung verfahrenstechnischer Anlagen*, Universität Dortmund - Fachbereich Chemie, Diss., 1996
- [62] DREAGER, A. UND ENGELL, S.: Prädiktive Regelung verfahrenstechnischer Anlagen mit neuronalen Netzen. In: *atp - Automatisierungstechnische Praxis* 37 (1995), S. 55 – 61
- [63] DÖREN, J.: *Qualitätsmanagement und Neuronale Netze - ein Ansatz zur prädiktiven Regelung thermischer Spritzprozesse*, Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Diss., 2007
- [64] EGGER, K.: Mit Elektronik und Mechatronik den Verbrauch senken. In: *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik* (2006), S. 11 – 39
- [65] EICHLSEDER, H.; KLÜTING, M. UND PIOCK, W. ; LIST, H. (Hrsg.): *Grundlagen und Technologien des Ottomotors - Der Fahrzeugantrieb*. Springer Verlag, Wien, New York, 2008
- [66] ERDMANN, H.-D.: Emissionen in Ottomotoren, Entstehungsmechanismen und motorinterne und externe Maßnahmen. In: *Tagung Zukünftiger Abgasgesetzgebungen in Europa und USA: Technische Lösungen*. Ottomotoren, Haus der Technik, Essen, 1998
- [67] ETAS GROUP AUTOMOTIVE LIFE CYCLE SOLUTIONS: *ES910 Rapid Prototyping Module*. ETAS, March 2006
- [68] FINDEISEN, R. UND ALLGÖWER, F.: Theorie und Anwendung der nichtlinearen prädiktiven Regelung. In: *GMA Kongress - Automation und Information in Wirtschaft und Gesellschaft* VDI-Berichte 1756 (2003), S. 1093 – 1101
- [69] FISCHER, M. UND RÖPKE, K.: Effiziente Applikation von Motorsteuerungsfunktionen für Ottomotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 61 (2000), S. 562 – 570
- [70] FLETCHER, R.: *Practical Methods of Optimization - Vol. 2: Constrained Optimization*. John Wiley & Sons, 1981
- [71] FRITZSCHE, C.: *Signalaufbereitung*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Praktikumsbericht, 2004
- [72] FRITZSCHE, C.: *Entwicklung von modellgestützten Verfahren zur Überwachung und Fehlerdiagnose in eingebetteten Regelungsstrukturen für mechatronische Systeme*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Diplomarbeit, 2006
- [73] FRITZSCHE, C.; BEHRENDT, S.; DÜNOW, P.; RÖPKE, M. UND DREWELow, W.: Antriebsregelung von Ottomotoren. In: *AUTSYM 2008 - 5. International Symposi-*

- um Automatic Control - Wismar* (2008)
- [74] FRITZSCHE, C.; DÜNOW, P.; BEHRENDT, S.; SEEMANN, P.; SCHNAUBELT, M. UND SCHULTALBERS, M.: Predictive Speed and Torque Control. In: *7th Symposium Powertrain Control Systems for Motor Vehicles, Berlin* (2009), June 18-19th
- [75] FRITZSCHE, C.; DÜNOW, P. UND DREWELow, W.: A Test Bench for Gasoline Engine Control. In: *XVIII. International Symposium, Research-Education-Technology - Gdansk, Poland* (2008), S. 6
- [76] FRITZSCHE, C.; DÜNOW, P. UND LAMPE, B.: Simulationsbasierte Entwicklung von Motorsteuerungsfunktionen am Beispiel der Momentenregelung. In: *4. ASIM-Workshop Wismar Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation - Wismar - ISBN 978-3901608-33-9* (2008)
- [77] FRITZSCHE, C. UND DÜNOW, P.: Advanced Torque Control. In: *H. Aschemann: Automation and Robotics - I-Tech Education and Publishing, Vienna, Austria - ISBN 978-3-902613-26-4* (2008), S. 239 – 260
- [78] GANGOPADHAY, A. UND MECKL, P.: Multivariable PI tuning for disturbance rejection and application to engine idle speed control simulation. In: *International Journal of Control* (2001)
- [79] GEHRING, O.; SCHWARZHAUPT, A.; SPIEGELBERG, G. UND ROOKS, O.: Softwareprozeß zur Funktionsentwicklung für einen Drive-by-Wire Antriebsstrang. In: *4. VDI Mechatronik Tagung 2001 - Innovative Produktentwicklung - VDI Verlag GmbH Düsseldorf VDI-Berichte 1631* (2001), S. 73 – 91
- [80] GERALD, F. *Modellgestützte Dieselmotorenregelung - Modellgestützte Mehrgrößenregelung eines PKW-Dieselmotors mit VTG-Lader und Abgasrückführung*. 2001
- [81] GERHARDT, J.; BENNINGER, N. UND HESS, W.: Drehmomentenbasierte Funktionsstruktur der elektrischen Motorsteuerung als neue Basis für Triebstrangsysteme. In: *6. Aachener Kolloquium, Fahrzeug und Motorentchnik* (1997)
- [82] GERHARDT, J.; HÖNNINGER, H. UND BISCHOF, H.: A new approach to functional and software structure for engine management systems - Bosch ME7. In: *SAE Congress & Exposition, Detroit, MI, USA 98P-178 (49)* (1998)
- [83] GESSLER, R. UND MAHR, T.: *Hardware-Software-Codesign: Entwicklung flexibler Mikroprozessor-FPGA-Hochleistungssysteme*. Vieweg Verlag Wiesbaden, 2007
- [84] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer Verlag Heidelberg, 2005
- [85] GROHE, H.: *Otto- und Dieselmotoren*. Vogel Fachbuchverlag, Würzburg, 2000
- [86] GUZZELLA, L. UND ONDER, C. H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 2004
- [87] HAFNER, M.; SCHÜLER, M. UND ISERMANN, R.: Fast Neuronal Network For Diesel Engine Control Design. In: *14th IFAC Worldcongress, Peking, China* (1999)
- [88] HAFNER, M.; SCHÜLER, M. UND ISERMANN, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren - Teil 2: Stationäre und dynamische Optimierung von Verbrauch und Emissionen. In: *MTZ - Motoren-*

technische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH 61 (2000)

- [89] HAFNER, M. UND ISERMANN, R.: The use of Stationary and Dynamic Emission Models for an Improved Engine Performance in Legal Test Cycles. In: *International Workshop on Modeling, Emissions and Control in Automotive Engines, Salerno, Italy* (2001), September
- [90] HAMMEL, C.; JESSEN, H.; BOSS, B.; TRAUB, A.; TISCHER, C. UND HÖNNINGER, H.: A common software architecture for diesel and gasoline engine control systems of the new generation EDC/ME(D)17. In: *SAE World Congress, Detroit, MI, USA* 2003-01-1048 (2003)
- [91] HANNIBAL, W.; FLIERL, R.; MEYER, R.; KNECHT, A. UND GOLLASCH, D.: Aktueller Überblick über mechanisch variable Ventilsteuerungen und erste Versuchsergebnisse einer neuen mechanischen variablen Ventilsteuerung für hohe Drehzahlen. In: *S. Pischinger: Variable Ventilsteuerung II - Ein Verfahren zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen, Haus der Technik, Band 32, Expert Verlag* (2004), S. 98 – 129
- [92] HARTMANN, D.; WAGNER, J. UND SIRUR, S.: Verfahren zum Betreiben einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine mit einem NO_x-Speicherkatalysator. In: *Europäisches Patentamt EP 1 422 410 A2* (2003)
- [93] HE, M. UND LING, K.-V.: Model Predictive Control On A Chip. In: *International Conference on Control and Automation (ICCA2005), Budapest, Hungary* (2005), June 27-29
- [94] HEINTZ, N.; MEWS, M.; STIER, G.; BEAUMONT, A. J. UND NOBLE, A. D.: An approach to torque-based engine management systems. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA* 2001-01-0269 (2001)
- [95] HENDRICKS, E.: A Compact, Comprehensive Model of Large Turbocharged, Two-Stroke Diesel Engine. In: *SAE transactions - Society of Automotive Engineers, New York* 940376 (1986)
- [96] HENDRICKS, E. UND LUTHER, J. B.: Model and Observer based Control of Internal Combustion Engines. In: *Institute for Automation Technical University of Denmark (DTU) DK-2800 Kongens Lyngby, Denmark*
- [97] HENDRICKS, E. UND SORENSON, S.C.: Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines. In: *SAE Technical Paper* 900616 (1990)
- [98] HENN, M.; WENDT, J.; LANG, T.; MANNIGEL, D.; JESCHKE, J. UND NITZKE, H.-G.: Ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für innovative Dieselmotorenkonzepte. In: *13. Internationaler Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug, Baden Baden* (2007)
- [99] HENRICHFREISE, H. UND JUSSEIT, J.: Modellprädiktive Zustandsregelung für einen elastischen und reibungsbehafteten Positionierantrieb. In: *4. VDI Mechatronik Tagung 2001, Innovative Produktentwicklung, Frankenthal VDI-Berichte* 1631 (2001), September 12-13
- [100] HERTZBERG, A.: *Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NO_x-Speicher-Katalysator*, Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe,

- Diss., 2001
- [101] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Higher Education, 1989
- [102] HOCHSTRASSER, P.; SAUER, C.; ESTEGHLAL, G.; MALLEBREIN, G. UND KLEIN, E.: Verfahren und Vorrichtung sowie Computerprogramm zur Steuerung eines Verbrennungsmotors. In: *Europäisches Patentamt EP 1 436 493 B1* (2002)
- [103] HOFFMANN, von H.: *Steuerstrategien für Ottomotoren mit Abgasturboaufladung*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [104] HOKANSON, D. A. UND GERSTLE, J. G.: DMC multivariable controllers. In: *W.L. Luyben: Practical Distillation Control - Van Nostrand Reinhold Company* (1992)
- [105] HOSAKA, T. UND HAMAZAKI, M.: Development of the Variable Valve Timing and Lift (VTEC) Engine for the Honda NSX. In: *SAE Technical Paper Series 910 008* (1991)
- [106] INFINEON TECHNOLOGIES AG: *Tricore TC1796 Data Sheet*, 2009. – <http://de.sitestat.com/infineon/infineon/...> (06.08.2009)
- [107] ISERMANN, R. (Hrsg.): *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, NewYork, 2003
- [108] ISIDORI, A.: *Nonlinear Control Systems*. Springer, 1995
- [109] JEINSCH, T.; YANG, G.; TOMFORDE, M.; DÜNOW, H. P.; BLATH, J. P. UND WEINHOLD, N.: Modell- und simulationsgestützte Ansätze zur Regelung mechatronischer Systeme am Beispiel eines mengengesteuerten Hochdruck-Kraftstoffsystems für Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung. In: *12. Symposium Maritime Elektrotechnik, Elektronik und Informationstechnik - Rostock* (2007), S. 65.1 – 65.6
- [110] JEITNER, J.: *Metamorphosis: Entwurf eines autonomen adaptiven Systems*, Fakultät für Informatik der Technischen Universität München, Diss., 2007
- [111] JENAYEH, I.: *Robuste Modellgestützte Prädiktive Regelung mit Hilfe von Linearen Matrixungleichungen*. Fortschritt-Berichte VDI - VDI Reihe 8 Nr. 839 - VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000
- [112] JESCHKE, J.: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren*, Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2002
- [113] JEUTER, R.: Tool Support for the Optimization and Calibration of Electronic Control Units. In: *Verein Deutscher Ingenieure: VDI / FVT Jahrbuch 1998 Fahrzeug- und Verkehrstechnik - VDI-Verlag Düsseldorf* (1998), S. 56 – 84
- [114] JÜNEMANN, T.: *Funktionsrahmen - SG-MED9-1*. Robert Bosch, 25. Mai 2005
- [115] JOHANSEN, Tor A.: *Operating Regime based Process Modeling and Identification*, Department of Engineering Cybernetics - The Norwegian Institute of Technology - University of Trondheim, Diss., 1994
- [116] JOHANSEN, T. UND MURRAY-SMITH, R.: The Operating Regime Approach to Nonlinear Modelling and Control. In: *R. Murray-Smith and T. Johanson: Multiple Model Approaches to Nonlinear Modelling and Control - Taylor & Francis London*

- (1997)
- [117] JOOST, F.: *Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung und Emission*. Springer Verlag, 2006
- [118] JOST, R. UND ISERMANN, R.: Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung. In: *Tagung Elektronik im Kraftfahrzeug, Baden Baden* (2000)
- [119] KABITZKE, J.; TIETZE, T.; GUSTKE, M.; HESS, D. UND SOMMER, A.: Effiziente Pkw-Dieselmotoren für EURO 6 ohne geregeltes NOx- ANB-System - Aufladung und Abgasrückführung bei Diesel- Hybridkonzepten. In: *2. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung - Berlin* (2007)
- [120] KANEV, S.: *Controller Reconfiguration For Non-Linear Systems*, Department of Engineering, Control Systems, Technical University of Sofia, Bulgarien, Masterthesis, 1999
- [121] KARIMANZIRA, D.: *Einsatz von Künstlichen Neuronalen Netzen zur Steuerung /Regelung komplexer nichtlinearer Systeme*, Fakultät für Informatik und Automatisierung Fachgebiet für Systemanalyse der Technischen Universität Ilmenau, Diss., 2004
- [122] KARMARKAR, N.: A new polynomial-time Algorithm for Linear Programming. In: *Combinatorica 4* (1984)
- [123] KELLER, U.; WECKENMANN, H. UND MAUTE, K.: Antriebskoordination für Mercedes-Benz Fahrzeuge. In: *5. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin* (2005)
- [124] KENNEL, R.; LINDER, A. UND LINKE, M.: Generalized Predictive Control (GPC) - Ready for Use in Drive Applications. In: *IEEE Conferences on Power Electronics* (2001), S. 1839 – 1844
- [125] KÖHLER, E. UND FLIERL, R.: *Verbrennungsmotoren - Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006
- [126] KÜHNLEIN, A. UND WURMTHALER, C.: Aktive Federung eines Fahrersitzes mittels Idealmodell - Modellfolgeregelung eines aktiven Fahrzeugsitzes für Nutzfahrzeuge. In: *VDI-Berichte Nr. 1971* (2007), S. 785 – 792
- [127] KIENCKE, U. UND NIELSEN, L.: *Automotive Control Systems*. Springer Verlag, 2005
- [128] KIMMICH, F.: Modellgestützte präventive Diagnosemethoden für Dieselmotoren / FFV Vorhaben Nr. 701 - Frankfurt am Main. 2001. – Forschungsbericht
- [129] KLEIN, E.; MALLEBREIN, G.; ESTEGHLAL, G. UND HOCHSTRASSER, P.: Verfahren und Vorrichtung sowie Computerprogramm zur Steuerung eines Verbrennungsmotors. In: *Europäisches Patentamt EP 1 470 333 B1* (2002)
- [130] KÖLLER, M.: *Dokumentation HiResN, α_{50} -Schätzung, Verbrennungsregler*. IAV firmeninterne Dokumentation, 2008
- [131] KNOPF, M.: Ideale Verbrennung, geringe Emission. In: *Research Info - Neues aus Forschung und Entwicklung - Bosch - Technik fürs Leben 2* (2005)
- [132] KOLLREIDER, A.; RIEL, A.; SCHYR, C. UND COMBÉ, T.: Echtzeitsimulation des

- Antriebsstrangs zur Abstimmung der Fahrzeug-Längsdynamik. In: *HdT 5.Tagung - Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben* (2005)
- [133] KOMINEK, A.: Ein Ansatz zur Verbrennungsregelung mit Neuronalen Netzen / Technische Universität Hamburg-Harburg. 2008. – Forschungsbericht
- [134] KONRAD, H. UND KRÄMER, G.: Die Entwicklung der Steuerfunktion für die BMW VALVETRONIK Motoren. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 51 / 8 (2003), S. 360 – 367
- [135] KOUVARITAKIS, B. UND CANNON, M.: *Nonlinear predictive control - Theory and practice*. The Institution of Electrical Engineers (IEE) London, 2001
- [136] KRAUSS, P.: *Prädiktive Regelung mit linearen Prozeßmodellen im Zustandsraum*. VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 560, Düsseldorf, 1996
- [137] KREMER, W. UND REISSING, J.: Motorradspezifische Anforderungen an Motorsteuerungen. In: *2. Internationale Konferenz - Entwicklungstendenzen im Motorradbau - München* (2003), 12.-13. June
- [138] KREUTER, P.; WENSING, M.; PETER, U. UND BÖCKER, U.: Entwicklungstrend Aufladung und Variable Ventiltriebe bei Ottomotoren Motorische Verbrennung - aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze. In: *A. Leipertz: Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik (BEV), Heft 3.1, ESYTEC, Erlangen* (2003), S. 425 – 436
- [139] KURATLE, R.: *Motorenmesstechnik*. Vogel Fachbuch Verlag, 1995
- [140] KVASNICA, M.; GRIEDER, P.; BAOTIC, M. UND MORARI, M.: Multi-Parametric Toolbox (MPT). In: *HSCC (Hybrid Systems: Computation and Control), Lecture Notes in Computer Science* 2993 (2004), S. 448 – 462
- [141] KVASNICA, M.; GRIEDER, P. UND BAOTI, M. *Multi-Parametric Toolbox (MPT)*. 2004
- [142] KWIATKOWSKI, A.: *LPV Modeling and Application of LPC Controllers to SI Engines*, Technischen Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2007
- [143] LADISCH, J.; GOTTSCHALK, W.; MAGNOR, O. UND SCHULTALBERS, M.: Modellierung des CAI-Brennverfahrens und die Anforderungen an die Motorsteuerung eines Versuchsfahrzeugs. In: *4. ASIM Workshop Wismar - Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation - Wismar - ISBN 978-3901608-33-9* (2008), S. 265 – 274
- [144] LAMBERSON, D. M.: *Torque Management of Gasoline Engines*, University of California at Barkeley, Masterthesis, 2003
- [145] LARINK, J.: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Diss., 2005
- [146] LEIFSSONA, L.; SÆVARSDÓTTIR, H.; SIGURÐSSON, S. UND VÉSTEINSSON, A.: Grey-box modeling of an ocean vessel for operational optimization. In: *EUROSIM - Federation of European Simulation Societies 2007* 16 (2008)
- [147] LEKHADIA, K.: *Development of qp-algorithms for real-time predictive control systems*, Fachhochschule Darmstadt, Diplomarbeit, September 2004
- [148] LEKHADIA, K.: Implementation of MPC Algorithm in TC1796 / Hochschule Wismar

-
- University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI. 2006. – Forschungsbericht
- [149] LEKHADIA, K.; DÜNOW, H.P. UND JEINSCH, T.: Active Set Method Approach for Real Time Model Predictive Engine Control. In: *C. Deatcu (Hrsg.), P. Dünnow (Hrsg.), S. Pawletta (Hrsg.), T. Pawletta (Hrsg.): ASIM Workshop Wismar - Modellierung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotorprozessen - ISBN: 3-901608-27 (2004)*, S. 173 – 183
- [150] LEONARD, W.: *Control of Electrical Drives*. Springer Verlag Heidelberg, 1995
- [151] LEONHARD, R. UND HERYNEK, R.: Die Zukunft des Ottomotors - der Ottomotor der Zukunft. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag 51 (2003)*, S. 343 – 351
- [152] LEZIUS, U.: Echtzeitumgebung für die Funktionsentwicklung in zylinderdruckgeführten Motorsteuerungen / Universität Rostock. 2005. – Forschungsbericht
- [153] LEZIUS, U.: *Möglichkeiten zur Verbesserung der Klopfregelung in zylinderdruckgeführten Motorsteuerungen*, Fakultät für Informatik und Elektrotechnik der Universität Rostock, Diss., 2006
- [154] LI, X. R. UND ZHANG, Y.: Numerically Robust Implementations of Multiple-Model Algorithms. In: *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems 36 (2000)*, Januar, S. 266 – 278
- [155] LINKENS, D. A.; MAHFOUF, M. UND ASBURY, A. J.: Generalised Predictive Control applied to muscle relaxant anaesthesia. In: *IEE Conference on Adaptive Control, Edinburgh (1991)*
- [156] LIU, G.P.: *Nonlinear identification and control: a neural network approach*. Springer Verlag London, 2001
- [157] LOCHER, B.: *Verfahren zur Lösung von quadratischen Optimierungsproblemen mit quadratischen Nebenbedingungen*, University Zürich, Diss., 1993
- [158] MACIEJOWSKI, J. M.: *Predictive Control with constraints*. Prentice Hall, 2002
- [159] MAHFOUF, M. UND ABBOD, M.F.: Generalised Predictive Control (GPC) in medicine. In: *IEE Colloquium adaptive controllers in practice - London: Computer and Control division (1995)*, S. 4/1 – 4/9
- [160] MAHFOUF, M. UND LINKENS, D. A.: Constrained multivariable generalised predictive control (GPC) for anaesthesia: the quadratic-programming approach (QP). In: *International Journal of Control - Taylor and Francis, London 67, Nr. 4 (1997)*, S. 507 – 527
- [161] MAHFOUF, M. UND LINKENS, D. A.: *Generalised Predictive Control and Bioengineering*. Taylor & Francis Systems and Control Book Series, 1998
- [162] MAHFOUF, M. UND LINKENS, D. A.: Non-linear generalize predictive control (NLGPC) applied to muscle relaxant anaesthesia. In: *International Journal of Control - Taylor and Francis, London 71, Nr. 2 (1998)*, S. 239 – 257
- [163] MAÑOSO, C.; MADRID, A.P. DE; HERNÁNDEZ, R. UND DORMIDO, S.: Stability Analysis of Constrained GPC. In: *10th Mediterranean Conference on Control and*

- Automation. Lissabon, Portugal* (2002), July
- [164] MATEKUNAS, F. A.: Engine combustion control with ignition timing by pressure ratio management. In: *U.S. Patent 4.622.939* (1986)
- [165] MATHWORKS: *xPC Target*. <http://www.mathworks.com/products/xpctarget/> (05.08.2009): The Mathworks, 2009
- [166] MAYER, T.: *Modellierung und Regelung des Autarken Hybridfahrzeugs*, Technische Universität München, Diss., 1998
- [167] MEISBERGER, D.; ALBERT, C. UND BOURDON, K.: Die neue Motorsteuerung ME 7.2 von Bosch für den neuen BMW V8-Motor. In: *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* 58 / 12 (1997), S. 826 – 834
- [168] MENCHER, B.; JESSEN, H.; KAISER, L. UND GERHARDT, J.: Preparing for CARTRONIC - Interface and New Strategies for Torque Coordination and Conversion in a Spark Ignition Engine-Management System. In: *SAE World Congress Detroit, Michigan* (2001), March 5-8
- [169] MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIECH, G. UND OTTO, F.: *Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. B.G. Teubner Verlag Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden, 2004
- [170] MILLICH, E.; GOTTSCHALK, W.; KÖLLER, M.; BRAUN, H. UND SCHULTALBERS, M.: Calibration of torque structure and charge control system for SI engines based on physical simulation models. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA* (2006)
- [171] MÜLLER, M.; HENDRICKS, E. UND SORENSON, S. C.: Mean Value Modelling of Turbocharged Spark Ignition Engines. In: *International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, USA* (1998)
- [172] MÜLLER, N.; JOST, O. UND ISERMANN, R.: Brennraumdruckgeregelte Otto- und Dieselmotoren: neue Konzepte zur individuellen Zylinderbeeinflussung. In: *VDA Technischer Kongress, Bad Homburg v. d. Höhe* (2001), S. 245 – 260
- [173] MÜLLER, N. UND ISERMANN, R.: Zylinderdruckbasiertes Motormanagement beim Ottomotor. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 51 (2003), S. 352 – 359
- [174] MOOG, C.; PERDON, A. UND CONTE, G.: Model matching and factorization for nonlinear systems: a structural approach. In: *Society for industrial and applied mathematics AIAM Journal on Control and Optimization* 29(4) (1991), S. 769–785
- [175] MORARI, M.: MPT - A toolbox for multi-parametric programming. In: *BeiHang University (Beijing University of Aeronautics and Astronautics), Beijing, China* (2004)
- [176] MORAWIETZ, L.; RISSE, S.; CHRIST, T.; ZELLBECK, H. UND REUSS, H.-C.: Modellierung des Antriebsstrangs und des elektrischen Energiebordnetzes eines Fahrzeugs für die Echtzeitsimulation unter Verwendung von Modelica. In: *ASIM-Fachgruppentreffen, Berlin* (2005)
- [177] NAUMANN, T.: *Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren*, Fakultät für Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin, Diss., 2002

-
- [178] NAUMANN, H. UND WASCHATZ, U.: Development of a Real-Time Capable Model Showing Pollutant Emissions of a Diesel Engine for Supporting Calibration Work at a HiL Simulation System. In: *6. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen - Berlin* (2007), 14.-15. Juni
- [179] NAYERI, M.H.: *Cylinder-by-Cylinder Torque Model of an SI-Engine for Real-Time Applications*, Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering at Linköpings University, Diplomarbeit, 2005
- [180] NELLES, O.: Lolimot - Lokale, lineare Modelle zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Systeme. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 45 (1997), S. 163 – 174
- [181] NELLES, O.; ERNST, S. UND ISERMANN, R.: Neuronale Netze zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Systeme - ein Überblick. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 45 (1997), S. 251–262
- [182] NIETSCHKE, W.; SCHULTALBERS, M. UND MAGNOR, O.: Der zunehmende Einfluss der Simulation auf die Entwicklung der Motorsteuerung. In: *26. Internationales Wiener Motorensymposium* (2005)
- [183] NOCEDAL, J. UND WRIGHT, S.: *Numerical Optimization*. Springer Science+Business Media, LLC, New York, 2006
- [184] OFFER, T.: *Numerische Lösungskonzepte für die Motorprozeß-Simulation*. Mensch & Buch Verlag Berlin, 1999
- [185] OKUTANI, T. UND FURUTA, K.: Model matching of nonlinear systems. In: *Preprints of the 9th IFAC World Congress, Budapest, Hungary* Volume IX (1984), S. 168–172
- [186] PANNEK, J.: *Modellprädiktive Regelung*. Umdruck zur Vorlesung - Lehrstuhl Mathematik - Fakultät für Mathematik und Physik der Universität Bayreuth, 2006
- [187] PAULS, R. UND SIMON, C.: Einfluss der geschichteten Wassereinspritzung auf das Abgas- und Verbrauchsverhalten eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* 01/2004 (2004)
- [188] PEKAR, J. UND HAVLENA, V.: Design and Analysis of Model Predictive Control using MPT Toolbox. In: *Konferenz MATLAB* (2004)
- [189] PELZ, N.; SCHULTALBERS, M.; DÜNOW, P.; BLATH, J.P. UND SCHILLING, R.: Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Drehmoments. In: *Offenlegungsschrift - BRD - Deutsches Patent- und Markenamt - DE 103 11 019 A1* (2004)
- [190] PHAN-HUY-HAO, E.: *Quadratische Programmierung mit quadratischen Restriktionen, auf linearen und simplizialen Approximationen basierende Lösungsverfahren*, Eidgenöss. Techn. Hochsch. Zürich, Diss., 1978
- [191] PIKE, A.W.; GRIMBLE, M.J.; JOHNSON, M.A.; ORDYS, A.W. UND SHAKOOR, S.: Predictive Control. In: *W.S. Levine: The Control Handbook - CRC Press, Inc. Boca Raton, Florida* (1996), S. Kapitel 51, S. 805 – 814
- [192] PISCHINGER, S.: *Verbrennungsmotoren Band 1*. Umdruck zur Vorlesung - Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000

- [193] PISCHINGER, S.: *Verbrennungsmotoren Band 2*. Umdruck zur Vorlesung - Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000
- [194] PISCHINGER, F.: Sonderforschungsbericht 224 - "Motorische Verbrennung" / Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (RWTH). 2001. – Forschungsbericht
- [195] POTTMANN, M. UND PEARSON, R. K.: Block-Oriented NARMAX Models with Output Multiplicities. In: *AIChE Journal* 44, No.1 (1998), January
- [196] POWELL, J. D.: A Review of IC Engine Models for Control System Design. In: *10th IFAC World Congress, San Francisco* (1987)
- [197] PULKRABEK, W.: *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall, 2004
- [198] QIN, J. UND BADGWELL, T. A.: A Survey of industrial Model Predictive Control Technology. In: *Control Engineering Practice* 11, Nr. 7 (2003), S. 733 – 764
- [199] RAMSTEDT, M.: *Cylinder-by-Cylinder Diesel Engine Modelling - A Torque-based Approach*, Linköpings University, Masterthesis, 2004
- [200] RAU, M.: *Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf der Basis lernfähiger Zustandsraummodelle*, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der technischen Universität München, Diss., 2003
- [201] RAWLINGS, J. B.: Tutorial Overview of Model Predictive Control. In: *IEEE Control Systems Magazine* (2000), S. 38 – 52
- [202] RÜCKERT, J.: *Modellgestützte Regelung von Ladedruck und Abgasrückführtrate beim Dieselmotor*, Institut für Regelungstechnik der Rheinisch-Westfälische Technischen Hochschule Aachen, Diss., 2005
- [203] RÜCKERT, J.; RICHERT, F.; ABEL, D.; HERRMANN, O.E.; PFEIFER, A.; SCHLOSSER, A. UND PISCHINGER, S.: Ein Modellgestützter Prädiktiver Ansatz zur Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Nutzfahrzeug-Dieselmotor. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 53 (2005), S. 79 – 86
- [204] RÜCKERT, J.; RICHERT, F.; SCHLOSSER, A.; ABEL, D.; HERRMANN, O.; PFEIFER, A. UND PISCHINGER, S.: Konzepte zur Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Nutzfahrzeug-Dieselmotor. In: *GMA-Kongress - VDI Berichte 1756, VDI-Verlag, Düsseldorf* (2003)
- [205] REIF, K.: *Automobilelektronik*. Vieweg Verlag, 2007
- [206] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH - Braunschweig, Wiesbaden, 1998 (1. Auflage)
- [207] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management - Systeme und Komponenten*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2005 (3. Auflage)
- [208] RÖPKE, K. (Hrsg.): *Design of Experiments (DoE) in Engine Development - Modern Development Methods to Meet New Challenges*. Expert-Verlag, 2009
- [209] RÖPKE, K.; KNAAK, M.; NESSLER, A. UND SCHAUM, S.: Rapid Measurement: Grundbedatung eines Verbrennungsmotors innerhalb eines Tages? In: *MTZ - Moto-*

-
- rentechnische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* 68 / 04 (2007), S. 276 – 282
- [210] RUGH, W.J. UND SHAMMA, J.S.: Research on gain scheduling. In: *Automatica* 36 (2000), S. 1401 – 1425
- [211] SALGADO, M. E.; GOODWIN, G. C. UND GREABE, S. F.: *Control System Design*. Prentice Hall, 2001
- [212] SANS, M.: Verfahren zur Steuerung einer Brennkraftmaschine. In: *Deutsches Patent- und Markenamt* DE 699 12 219 T2 (2004)
- [213] SCHERNEWSKI, R.: *Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im Kraftfahrzeug*, Fakultät für Elektrotechnik der Universität Fridericiana zu Karlsruhe, Diss., 1999
- [214] SCHEVTSCHUK, R.: *Ermittlung von thermodynamischen Zustandsgrößen aus der hochaufgelösten Drehzahl an einem CAI-Verbrennungsmotor*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig, Diplomarbeit, 2008
- [215] SCHÄFER, F. UND BASSHUYSSEN, R. VAN ; LIST, H. UND PISCHINGER, A. (Hrsg.): *Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag Wien, New York, 1993
- [216] SCHÄFER, F. UND BASSHUYSSEN, R. VAN (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme und Perspektiven*. Vieweg und Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [217] SCHÄFLEIN, J.: *Beitrag zur Steuerung der Kompressionszündung in Ottomotoren*, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock, Diss., 2005
- [218] SCHILLING, R. UND SCHULTALBERS, M.: Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Verbrennungsmotors. In: *Deutsches Patent- und Markenamt* DE 10 2004 061 142 A1 (2006)
- [219] SCHÜLER, M.; HAFNER, M. UND ISERMANN, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren - Teil 1: Modellbildung des Motor- und Abgasverhaltens. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* 61 (2000)
- [220] SCHMIDT, H.: *Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Rohemission eines Ottomotors beim Kaltstart und bei der instationären Kaltabfahrt*, TH Braunschweig, Diss., 1989
- [221] SCHNAUBELT, M.: Momentenkoordination - Momentenstruktur und Momentenmodell. In: *Interner Bericht - IAV GmbH Gifhorn - 24.03.2009* (2009)
- [222] SCHNEIDER, M.; LEHMANN, U.; LANGBEIN, P.; KRONE, J.; AMENT, C.; OTTO, P. UND STARK, U.: Künstliches Neuronales Netz zur Regelung von Montageprozessen im Flugzeugbau. In: *at - Automatisierungstechnik - Oldenbourg Wissenschaftsverlag* 56 (2008), S. 365–373
- [223] SEEMANN, P.: Momentenmodell - Vom Grobmodell bis ins Detail. In: *Interner Bericht - IAV GmbH Gifhorn - 18.04.2008* (2008)
- [224] SEEMANN, P.: Ein neues Momentenmodell - Physikalisch interpretierbar mit geringerem Applikationsaufwand. In: *Interner Bericht - IAV GmbH Gifhorn - 19.02.2009*

- (2009)
- [225] SELLNAU, M.C.; MATEKUNAS, F.A.; BATTISTON, P.A.; CHANG, C.-F. UND LANCASTER, D. R.: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors. In: *SAE Technical Paper Series, 2000-01-0932* (2000)
- [226] SENGER, M.: Zur Modellfolgeregelung nichtlinearer Mehrgrößensysteme / Gerhard-Mercator-Universität - Duisburg. 1997. – Forschungsbericht
- [227] SILVERLIND, D.: *Mean Value Engine Modeling with Modelica*, Linköpings University, Masterthesis, 2001
- [228] SIMANSKI, O.: *Entwicklung eines Systems zur Messung und Regelung der neuromuskulären Blockade und der Narkosetiefe*, Fakultät für Ingenieurwissenschaften der Universität Rostock, Diss., 2002
- [229] SOETERBOEK, R.: *Predictive control: a unified approach*. Prentice Hall International, 1992
- [230] SPIEGELBERG, G.: Mit Drive-by-wire Technologie zum integrierten Antriebsstrang-Modul - Integration von Umfeldbewertungen. In: *VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn - Hannover 2001 - VDI-Tagungsband 1632/2001 - VDI-Verlag Düsseldorf* (2001), Oktober, S. 425 – 446
- [231] STANKOVIC, A. M. UND SARIC, A. T.: Transient power system analysis with measurement-based gray box and hybrid dynamic equivalents. In: *IEEE Transactions on Power Systems* 19 (2004), S. 455 – 462
- [232] STEFANOPOULOU, A.; GRIZZLE, J. UND FREUDENBERG, J.: Engine air-fuel ratio and torque control using secondary throttles. In: *IEEE Conference on Decision and Control* (1994), S. 2748 – 2753
- [233] STEGEMANN, F.: *Grundlagen zur modellbasierten Simulation des Druckverlaufes beim HCCI-Brennverfahren für DI-Ottomotoren*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Bachelorthesis, 2007
- [234] STEGEMANN, F.: *Verbrennungsregelung auf Basis von Verbrennungsinformationen aus der hochaufgelösten Kurbelwellendrehzahl*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Masterthesis, 2009
- [235] STRUSE, B.: *Entwicklung einer MIMO-Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Diplomarbeit, 2007
- [236] SUNG, A.; KLÖPPER, F.; MITTERER, A.; WACHTMEISTER, G. UND ZELL, A.: Modellbasierte Online-Optimierung in der Simulation und am Motorenprüfstand. In: *MTZ - Motorentchnische Zeitschrift - Vieweg Verlag / GWV Fachverlage GmbH* (2007), S. 42 – 48
- [237] TOMFORDE, M.: *Entwicklung von Simulationsmodellen für verbrennungsmotorische Prozesse*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Diplomarbeit, 2006

-
- [238] TOMFORDE, M.: *Vergleich von Modellierungsansätzen für Dreiwege-Katalysatoren unter dem Gesichtspunkt einer modellbasierten Regelung*, Hochschule Wismar - University of Applied Sciences Technology, Business and Design - Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Bereich EuI, Masterthesis, 2009
- [239] TOWNSEND, S. UND IRWIN, G. W.: *Nonlinear model predictive control using multiple local models*. B. Kouvaritakis und M. Cannon: Non-linear Predictive Control: theory and practice - The Institution of Engineering and Technology, 2001
- [240] UNGER, H.: *VALVETRONIC*. Bibliothek der Technik, Band 263, Verlag moderne Industrie, 2004
- [241] UNGER, E. M.; FUERHAPTER, A.; NEUNTEUFL, K. UND RODUNER, C. A.: Homogene Selbstzündung - eine neue Herausforderung an das Motormanagement. In: *4. Symposium - Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen - Berlin* (2003)
- [242] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1995
- [243] VAIRAMOHAN, B.: *State of Charge Estimation for Batteries*, University of Tennessee, Knoxville, Diplomarbeit, 2002
- [244] VELJI, A. UND REMMELS, W.: Einfluß der Abgasrückführung auf Emission und Wirkungsgrad. In: *2. Dresdner Motorenkolloquium* (1997), 15. und 16. Mai
- [245] WALLENTOWITZ, H. UND REIF, K. (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006
- [246] WALTER, T.; BRECHBÜHL, S.; GOSSWEILER, S.; SCHNEPF, M. UND WOLFER, P.: *Verbrennungsmotoren - Druckindizierung mit Messzündkerzen an einem DI-Ottomotor - Stand der Technik / Kistler Instrumente AG, Schweiz. 2006. - Forschungsbericht*
- [247] WANG, S. W.; YU, J. B.; GOMM, J. B.; PAGE, G. F. UND DOUGLAS, S. S.: Modellierung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotorprozessen. In: *C. Deatcu (Hrsg.), P. Dünow (Hrsg.), S. Pawletta (Hrsg.), T. Pawletta (Hrsg.): ASIM-Workshop Wismar - Modellierung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotorprozessen - ISBN: 3-901608-27* (2004), September
- [248] WEINHOLD, N.: *Einbettung modellgestützter Fehlerdiagnose in Regelungsstrukturen und deren Anwendung für die On-Board Diagnose in Fahrzeugen*, Fakultät für Ingenieurwissenschaften der Universität Duisburg-Essen, Diss., 2007
- [249] WILLMERDING, G.; TRÜBSWASSER, F. UND HÄCKH, J.: A simulation system to predict fuel consumption and emissions considering the traffic flow. In: *5. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik* (1995)
- [250] WILLS, A.; BATES, D.; FLEMING, A.; NINNESS, B. UND MOHEIMANI, R.: Application of MPC to an active structure using sampling rates up to 25kHz. In: *44th IEEE European Control Conference on Decision and Control* (2005), 12-15 Dec, S. 3176 – 3181
- [251] WRIGHT, S.J.: Applying new optimization algorithms to model predictive control.

- In: *Chemical Process Control-V, CACHE, AIChE Symposium* Series No. 316, Vol. 93 (1997), S. 147 – 155
- [252] WRIGHT, S.J.: *Primal-dual interior-point methods*. Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), Philadelphia, PA, 1997
- [253] ZACHER, S.: *Automatisierungstechnik kompakt*. Vieweg Verlagsgesellschaft, 2000
- [254] ZHANG, Y. UND LI, X. R.: Detection and Diagnosis of Sensor and Actuator Failures using IMM Estimator. In: *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems* 34 (1998), Oktober, S. 1293 – 1313

Publikationsliste

2010

- C. Fritzsche, P. Dünow, P. Seemann: Verfahren zur Steuerung und Regelung einer Verbrennungskraftmaschine - Patentanmeldung DE102009021652 - Veröffentlichung voraussichtlich im November 2010

2009

- S. Behrendt, C. Fritzsche, P. Dünow, B. Lampe: Real-time Model Predictive Gasoline Engine Control - 14th IEEE IFAC International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Miedzyzdroje, Poland 19. - 21. August 2009
- C. Fritzsche, P. Dünow, S. Behrendt, P. Seemann, M. Schnaubelt, M. Schultalbers: Predictive Speed and Torque Control - 7th Symposium Powertrain Control Systems for Motor Vehicles, Berlin June 18-19th, 2009

2008

- S. Behrendt, P. Dünow, C. Fritzsche, B. Lampe: „Improvement of Model Predictive Control Algorithms for Real-Time Application“ - X International PhD Workshop OWD'2008, 18-21 October 2008
- C. Fritzsche, S. Behrendt, P. Dünow, M. Röpke, W. Drewelow: „Antriebsregelung von Ottomotoren“ - 5th International Symposium on Automatic Control, Wismar 18.-19. September 2008
- C. Fritzsche, P. Dünow, B. Lampe: „Simulationsbasierte Entwicklung von Motorsteuerungsfunktionen am Beispiel der Momentenregelung“ in C. Deatcu (Hrsg.), P. Dünow (Hrsg.), T. Pawletta (Hrsg.), S. Pawletta (Hrsg.): Proceedings Treffen der ASIM Fachgruppe STS und 4. ASIM-Workshop Wismar 2008 - Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation. ARGESIM Report (ASIM-Mitteilungen AM 117), ARGESIM-Verlag, Vienna 2008, ISBN 978-3901608-33-9
- C. Fritzsche, P. Dünow, W. Drewelow: „A Test Bench for Gasoline Engine Control“, XVIII International Symposium Research-Education-Technology, Gdansk, Poland June 26th-27th 2008
- C. Fritzsche, P. Dünow: „Advanced Torque Control“ in H. Aschemann (Ed.) New Approaches in Automation and Robotics, I-Tech Education and Publishing Vienna, Austria, 2008, ISBN 978-3-902613-26-4

2007

- C. Fritzsche, P. Dünow, B. Lampe, M. Schultalbers: „Modellprädiktive Regelung zur Momentenkoordination an Verbrennungskraftmaschinen“ 12. Symposium Maritime Elektrotechnik, Elektronik und Informationstechnik, Rostock 8. bis 10. Oktober 2007
- C. Fritzsche, P. Dünow, B. Lampe, M. Schultalbers: „Torque Coordination of Spark Ignition Engine based on Predictive Control“ 13th IEEE IFAC International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics - Szczecin, Poland 27. - 30. August 2007

Stand: Februar 2010

Selbstständigkeitserklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Dissertation selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ein Verfahren zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.) wurde bisher an keiner anderen Fakultät beantragt.

Ort, Datum

Unterschrift

Thesen

- Aktuelle Steuerungsstrukturen zur Momenten- und Drehzahlregelung nutzen das Potenzial von Verbrennungsmotoren nicht voll aus.
- Bei der Auslegung von Steuerungsfunktionen werden gegenwärtig häufig nur ausgewählte Zielgrößen betrachtet. Die Auswirkungen lokaler Funktionen auf das Gesamtverhalten des Motors findet oft zu wenig Berücksichtigung.
- Die komponentenbasierten Systemstrukturen aktueller Steuergeräte sind zumeist wenig transparent. Diese über Jahre gewachsenen Strukturen sind auch aufgrund sukzessiver Änderungen kaum mehr zu überblicken.
- Der Entwurf von Motorsteuerungen nach einem modellbasierten regelungstechnischen Ansatz verbessert die Durchschaubarkeit der Funktionen und vereinfacht die Integration neuer Brennverfahren und Stelleinrichtungen.
- Die direkte Nutzung der Stelleinrichtungen (Drosselklappe, Ventilprofil, Wastgate, Zündzeitpunkt und andere) zur Regelung des Antriebsmomentes oder der Kurbelwellendrehzahl ist aus steuerungstechnischer Sicht aufgrund des nichtlinearen Charakters schwierig.
- Für die Gewährleistung einer hohen Momententreue unter gleichzeitiger Beachtung der Anforderungen nach einer hohen Gesamteffizienz und guter Abgasqualität, ist eine ganzheitliche Koordination aller Stellgrößen erforderlich.
- Eine kaskadierte Steuerungsstruktur ist für die Verbrennungsmotorsteuerung sehr gut geeignet.
- Die Frischluftmasse und die Abgasmasse im Zylinder, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Zündzeitpunkt sind geeignete Zustandsgrößen für die Steuerung und Regelung von Verbrennungsmotoren (speziell für den Ottomotor).
- Für die Einstellung einer gewissen Frischluft- und Abgasmasse im Zylinder ist eine Mehrgrößenregelung mit Berücksichtigung der Verkopplungen sinnvoll.
- Die Abgasmasse kann dynamisch zur Regelung des Motormomentes und der Kurbelwellendrehzahl genutzt werden.
- Bei der Momentenkoordination an einem Verbrennungsmotor ist die Aufteilung in Haupt- und Nebenstellpfade sinnvoll.
- Die Transformation aller Stellgrößen auf eine Einheitsgröße führt zu einer Linearisierung aus steuerungstechnischer Sicht.
- Eine modulare, drehmomentorientierte Funktionsstruktur führt durch eine verbesserte Übersichtlichkeit zu kürzeren Entwicklungszyklen als auch zu weniger Softwarefehlern.
- Modellbasierte Entwurfsverfahren für die Steuerung von Verbrennungsmotoren bie-

ten hinsichtlich Applikation ein hohes Potenzial.

- Die modellprädiktive Regelung bietet die Möglichkeit zukünftige Stör- und Sollgrößenverläufe bei der Berechnung der Stellgrößen zu berücksichtigen.
- Sind zukünftige Stör- oder Sollwertinformationen bekannt, so ist die modellprädiktive Regelung in der Lage automatisch eine Momentenreserve zu realisieren und diese zum richtigen Zeitpunkt zu nutzen.
- Mit einer modellprädiktiven Regelung lässt sich über die Wichtungsfaktoren die aktuell entscheidende Zielgröße wählen.
- Prädiktive Regelungsverfahren bieten die Möglichkeit Stellbegrenzungen zu berücksichtigen.
- Speziell bei der Anwendung zur Momentenkoordination am Verbrennungsmotor ist die Variante der modellprädiktiven Regelung mit Berücksichtigung der Stellgrenzen gegenüber der analytischen Lösung (ohne Berücksichtigung der Stellgrenzen) von Vorteil.
- Die Vorgabe eines nichtäquidistanten Sollwertverlaufes führt gegenüber einem äquidistanten Verlauf zu einer Reduzierung der Rechenlast. Die Regelgüte verringert sich dabei nur unwesentlich.
- Werden der modellprädiktiven Regelung weiter in die Zukunft reichende Sollwerte bekannt gemacht, kann die Regelgüte entscheidend verbessert werden.
- Die analytische Lösung der modellprädiktiven Regelung kann in eine Modellfolgeregung überführt werden. Damit kann das Führungs- und Störverhalten der Regelung unterschiedlich ausgelegt werden.
- Die Stellpfade eines Verbrennungsmotors werden in unterschiedlichen Rechenrastern gerechnet. Wird diese prozessbedingte Charakteristik in der Regelung berücksichtigt, führt dies zu einer Erhöhung der Regelgüte.

Lebenslauf

Name, Vorname: Fritzsche, Christian

Geburtsdatum: 08.06.1981

Geburtsort: Leipzig

Familienstand: ledig

Nationalität: deutsch

Schulausbildung:

- 1988 - 1994 Grund- und Realschule Kirchdorf, Insel Poel
- 1994 - 2000 Gymnasium am Sonnenkamp, Neukloster

Wehrdienst:

- 2000 - 2001 beim Flugabwehrraketengeschwader 39, Stadum

Studium:

- 2001 - 2006 Diplomstudium der Elektrotechnik an der Hochschule Wismar
- 2006 - 2007 Masterstudium Process Automation an der Hochschule Wismar

Berufstätigkeit:

- 2006 Entwicklungsingenieur bei der IAV GmbH, Gifhorn
- 2006 - 2009 Promotionsprojekt an der Hochschule Wismar in Kooperation mit der Universität Rostock
- seit 2009 Entwicklungsingenieur bei der IAV GmbH, Gifhorn

Gifhorn, im Februar 2010

Christian Fritzsche