

**Entwurf eines erweiterten Blockführungskonzeptes für kombinierte Gas- und  
Dampfkraftwerke auf Basis einer flachheitsbasierten Steuerung**

**Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung**

**Vorgelegt von**

**Lutz Hanel**

**aus Überlingen**

**Hauptberichter: Prof. Dr. techn. G. Scheffknecht**

**Mitberichter: Prof. Dr. V. Hagenmeyer**

**Tag der mündlichen Prüfung: 25.10.2016**

**Institut für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik der Universität Stuttgart**

**2017**



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung „Stromerzeugung und Automatisierungstechnik“ (SuA) am Institut für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik (IFK) an der Universität Stuttgart.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr. techn. Scheffknecht für die Betreuung meiner Arbeit sowie Herrn Prof. Dr. Hagenmeyer für die Übernahme des Mitberichts. Darüber hinaus möchte ich mich bei allen Kollegen am Institut und insbesondere in der Abteilung SuA für die Unterstützung in den vergangenen Jahren bedanken, die damit wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Stuttgart, Januar 2017

Lutz Hanel



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur .....</b>	<b>VII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>XII</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>XV</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>XVII</b>
<b>1 Einführung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Flexibilisierung konventioneller Kraftwerksanlagen .....	1
1.2 Regelungstechnische Grundlagen .....	6
1.3 Ziele der Arbeit .....	8
1.4 Vorgehensweise.....	10
1.5 Bereits veröffentlichte Teile der Arbeit.....	10
<b>2 Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke: Modellierung und Blockführung .....</b>	<b>12</b>
2.1 Aufbau kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke .....	12
2.2 Simulationsmodell .....	15
2.3 Steuerungsentwurfsmodell .....	32
2.4 Blockführung kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke.....	39
<b>3 Flachheitsbasierte Steuerung .....</b>	<b>45</b>
3.1 Problemstellung bei Arbeitspunktänderungen .....	45
3.2 Verfahren zum Steuerungsentwurf.....	47
3.3 Flachheitsbasierte Entwurfsmethodik.....	53
3.4 Flachheitsbasierte Steuerung für kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke..	55
3.5 Anwendung auf kohlegefeuerte Kraftwerke .....	61
<b>4 Sollwertführung .....</b>	<b>62</b>
4.1 Anforderungen an Sollwertverläufe.....	62
4.2 Methoden zur Sollwertführung.....	66
4.3 Bézierkurven zur Sollwertführung.....	67

---

4.4	Optimale Sollwertführung .....	70
4.5	Online-Sollwertführung zur Bereitstellung von Sekundärregelleistung .....	74
<b>5</b>	<b>Simulationsstudien.....</b>	<b>80</b>
5.1	Simulationsszenario und Prozessmodell .....	81
5.2	Klassisches Blockführungskonzept .....	83
5.3	Erweitertes Blockführungskonzept .....	86
5.4	Vergleich von Ansatzfunktionen zur Sollwertführung .....	92
5.5	Vergleich der Blockführungskonzepte.....	93
5.6	Weitere Betriebsfälle.....	99
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>104</b>
6.1	Zusammenfassung der Ergebnisse .....	104
6.2	Ausblick.....	106
<b>Anhang A</b>	<b>Prozessmodelle .....</b>	<b>108</b>
A.1	Abhitzedampferzeugermodell.....	108
A.2	Steuerungsentwurfsmodell .....	109
A.3	Modell für optimale Sollwertführung.....	110
A.4	Hilfsgrößen bei Validierung .....	111
<b>Anhang B</b>	<b>Differentiation von Bézierkurven .....</b>	<b>113</b>
<b>Anhang C</b>	<b>Weitere Simulationsstudien.....</b>	<b>116</b>
<b>Literatur.....</b>		<b>119</b>

# Nomenklatur

## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
(N)MPC	(Nonlinear) Model Predictive Control
2-DOF	2 Degrees-of-freedom (2 Freiheitsgrade)
AHDE	Abhitzedampferzeuger
DT	Dampfturbine
EE	Erneuerbare Energien
GD	Gleitdruck
GT	Gasturbine
HD	Hochdruck
MDND	Mitteldruck/Niederdruck
MIMO	Multiple input, multiple output
PID	Proportional-Integral-Differential (-Regler)
$PT_1$	Verzögerungsglied erster Ordnung
RWP	Randwertproblem
SISO	Single input, single output

## Symbole

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
<b><i>A</i></b>	-	Systemmatrix eines Modells
<i>A</i>	-	Ventilöffnung
<b><i>B</i></b>	-	Steuermatrix eines Modells
<i>B</i>	-	Bernsteinpolynom
<b><i>C</i></b>	-	Ausgangsmatrix eines Modells
<b><i>D</i></b>	-	Durchgriffsmatrix eines Modells
<i>f</i>	-	Allgemeine Funktion

$h$	kJ/kg	Spezifische Enthalpie
$h$	-	Funktion der Ausgangsgleichung des dynamischen Systems $\Sigma$
$hp$	kg <sup>2</sup> /(m <sup>3</sup> kJ)	Modellparameter zur Kopplung von Druck- und Enthalpiedynamik
$J$	-	Gütefunktional für Optimierung
$m$	-	Dimension der Stellgröße
$m$	-	Dimension des flachen Ausgangs
$M$	kg	Masse
$\dot{M}$	kg/s	Massenstrom
$mP$	MW/(kg/s)	Modellparameter zur Umrechnung von Massenstrom in Leistung
$n$	-	Ordnung der Bézierkurve
$n$	-	Modellordnung des Systems $\Sigma$
$P$	MW	Leistung
$p$	bar	Druck
$pm$	kg/s/bar	Modellparameter zur Umrechnung von Druck in Massenstrom
$PQ$	-	Zusammenhang zwischen Gasturbinenleistung und übertragenem Wärmestrom
$Q$	J	Wärme
$\dot{Q}$	MW	Wärmestrom
$q$	kJ/kg	Spezifische Wärmezufuhr
$\mathbb{R}$	-	Menge der reellen Zahlen
$R$	-	Regler
$r$	-	Relativer Grad
$S$	-	Steuerbarkeitsmatrix
$S$	kJ/K	Entropie
$T$	s	Zeitkonstante
$T$	K	Temperatur
$t$	s	Zeit
$u$	-	Stellgröße
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$W$	J	Arbeit
$x$	-	Zustandsgröße
$y$	-	Regelgröße



$y$	-	Bézierkurve
$z$	-	Flacher Ausgang
$\alpha$	-	Anteil Hochdruckturbine an DT-Leistung
$\beta$	-	Anteil GT-Leistung an Gesamtleistung
$\gamma$	-	Anteil Wärmeübertragung im Verdampfer
$\Delta T$	s	Zeitraum
$\varepsilon$	-	Regelfehler
$\zeta$	-	Parameter (für flachen Ausgang $z_1$ )
$\theta$	-	Freier Parameter für Sollwertverlauf
$\theta$	-	Kontrollpunkte von Bézierkurven
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\lambda$	-	(Lauf-)Parameter der Bézierkurve
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\Sigma$	-	(Dynamisches) System
$\psi$	-	Parametrierung des Systems $\Sigma$ als Funktion des flachen Ausganges

## Indizes (tiefgestellt)

Index	Bedeutung
(N)MPC	(Nonlinear) Model Predictive Control
A	Abtastung
Ag	Abgas
AHDE	Abhitzedampferzeuger
Br	Brennstoff
B	Beobachter
DT	Dampfturbine
DE	Erzeugter Dampfstrom
E	Ende des Lastwechsels
FD	Frischdampf
G	Generator
Gr	Grenzleistung
GT	Gasturbine

h	Spezifische Enthalpie
H	Planungshorizont
i	Indexvariable
Ist	Istwert
k	Abtastzeitpunkt
Kühl	Kühlung
m	Index des Modells der Optimierung
max	Maximalwert
mDE	Erzeugter Dampfmassenstrom
MDND	Mittel-/Niederdruckturbine
Modell	Dem Modell zugehörige Größen (Abgrenzung zum Prozess)
Nenn	Nennparameter
Opt	Optimum
p	Druck
P	Leistung
Prozess	Dem Prozess zugehörige Größen (Abgrenzung zum Modell)
q	Spezifische Wärmezufuhr
R	Regelung
S	Steuerung
Soll	Sollwert
Sp	(Druck-)Speicher
Spw	Speisewasser
SRL	Sekundärregelleistung
TAT	Turbinenaustrittstemperatur
th	thermisch
ÜH	Überhitzer
V	Verdampfer
Ziel	Zielwert
$\vartheta$	Temperatur
$\sigma$	(Wärme-)Spannungen in Bauteilen
0	Stationärer Arbeitspunkt (vor Lastwechsel)

## Indizes (hochgestellt)

Index	Bedeutung
T	Transponierter Vektor oder Matrix

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Entwicklung der installierten Leistung von Windenergie- und Photovoltaikanlagen in Deutschland .....	2
Abbildung 1-2: Residuallastgang über eine beispielhafte Woche in Deutschland .....	3
Abbildung 1-3: Beispielhafte Doppelhöckerkurve zur Präqualifikation von Sekundärregelleistung (aus Anhang D in [15], eigene Darstellung) .....	4
Abbildung 1-4: Standardregelkreis in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden (2 degrees of freedom (2-DOF)) .....	7
Abbildung 1-5: Beispielhafte Messdaten eines kombinierten Gas- und Dampfkraftwerks bei Laständerungen.....	9
Abbildung 2-1: Grundlegender Aufbau kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke.....	13
Abbildung 2-2: Gas- und Dampfprozess im T,S-Diagramm (angepasst aus [23]) .....	14
Abbildung 2-3: : Schematische Darstellung des nichtlinearen Gasturbinenmodells mit seinen Ein- und Ausgangssignalen.....	17
Abbildung 2-4: Kaskadierte Leistungsregelung auf Gasturbinenebene (angepasst aus [23]).	18
Abbildung 2-5: Abhängigkeit der Betriebsparameter Turbinenaustrittstemperatur, Ansaugmassenstrom und Vorleitreibenstellung in Abhängigkeit der Last (eigene Darstellung von Daten aus [23]) .....	20
Abbildung 2-6: Modell des Abhitzedampferzeugers inklusive Turbosatz mit Ein- und Ausgangsgrößen .....	22
Abbildung 2-7: h,p-Diagramm von Wasser/Dampf.....	26
Abbildung 2-8: Blockschaltbild der Struktur des Simulationsmodells der Kombianlage.....	27
Abbildung 2-9: Validierung der Enthalpiedynamik im Verdampfer.....	29
Abbildung 2-10: Validierungsergebnisse der Druckdynamik und HD-Ventile .....	30
Abbildung 2-11: Validierung der Überhitzerdynamik .....	31
Abbildung 2-12: Validierung des Modells des Turbosatzes .....	32
Abbildung 2-13: Blockschaltbild der Struktur des Steuerungsentwurfsmodells .....	33
Abbildung 2-14: Validierung des Steuerungsentwurfsmodells der Gasturbine durch Vergleich mit dem Simulationsmodell .....	34
Abbildung 2-15: Eingangsgrößen bei der Validierung des Steuerungsentwurfsmodells .....	35

Abbildung 2-16: Validierung des Steuerungsentwurfsmodells des Abhitzedampferzeugers (schwarz) durch Vergleich mit dem Simulationsmodell (farbig).....	36
Abbildung 2-17: Hierarchischer Aufbau des Gesamtregelkonzeptes kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke .....	39
Abbildung 2-18: Klassisches Blockführungskonzept mit Regelung.....	40
Abbildung 2-19: Beispielhafte Darstellung des Regelverhaltens einer Kombianlage bei rampenförmigen Sollwertverläufen.....	41
Abbildung 2-20: Erweitertes Blockführungskonzept mit Regelung und Steuerung .....	43
Abbildung 2-21: Mehrgrößenregelkonzept der Kombianlage mit modellbasierter Steuerung .....	44
Abbildung 3-1: Arbeitspunktänderung zwischen zwei stationären Arbeitspunkten in endlicher Zeit.....	46
Abbildung 3-2: Steuerung und Sollwertführung über Modellregelkreis .....	48
Abbildung 3-3: (Nichtlineare) Modellprädiktive Regelung mit Zustandsbeobachter.....	50
Abbildung 3-4: Flachheitsbasierte Steuerung in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden .....	55
Abbildung 3-5: Grafische Flachheitsanalyse des Steuerungsentwurfsmodells .....	59
Abbildung 3-6: Stabile Betriebspunkte in Abhängigkeit von Gas- und Dampfturbinenleistung in der Phasenebene.....	60
Abbildung 4-1: Zusammenhang zwischen Zielwerten (a)) und Sollwertverlauf (b)) zwischen zwei stationären Arbeitspunkten mit Freiheitsgraden .....	63
Abbildung 4-2: Berücksichtigung prozessseitiger Randbedingungen an die Sollwertführung nach dem Stand der Technik.....	64
Abbildung 4-3: Bernsteinpolynome 3. Grades (a)) und Einfluss der Lage der Kontrollpunkte auf den beispielhaften Kurvenverlauf (b)) .....	68
Abbildung 4-4: Schematischer Ablauf der Lösung des Optimierungsproblems .....	72
Abbildung 4-5: Lösung des Optimierungsproblems mit minimalen Änderungsraten der Stellgröße .....	73
Abbildung 4-6: Sequentielle Aktivierung von Regelleistung gemäß UCTE Operation Handbook .....	76
Abbildung 4-7: Prädiktive Online-Sollwertführung für beispielhafte SRL-Anforderung und beispielhafte Parameter $\Delta T_A$ und $\Delta T_H$ .....	78
Abbildung 4-8: Einordnung der Online-Sollwertführung im Gesamtregelkonzept .....	79

---

Abbildung 5-1: Aufgaben von Steuerung und Regelung im klassischen bzw. erweiterten Blockführungskonzept in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden (siehe Kapitel 1.2) .....	83
Abbildung 5-2: Leistungsregelverhalten bei klassischem Blockführungskonzept .....	84
Abbildung 5-3: Enthalpieregulverhalten bei klassischem Blockführungskonzept.....	85
Abbildung 5-4: Stellgrößenverläufe bei klassischem Blockführungskonzept .....	86
Abbildung 5-5: Nominelles Leistungsregelverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept	87
Abbildung 5-6: Nominelles Enthalpieregulverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept .....	88
Abbildung 5-7: Nominelle Stellgrößen bei erweitertem Blockführungskonzept.....	88
Abbildung 5-8: Zusammenhang zwischen Sollwerten, flachen Ausgängen und Stellgrößen über die interne Dynamik und den Steueralgorithmus .....	89
Abbildung 5-9: Reales Leistungsregelverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept.....	91
Abbildung 5-10: Reale Stellgrößen bei erweitertem Blockführungskonzept .....	91
Abbildung 5-11: Polynom, Spline-Funktion und optimale Bézierkurve als Sollwertverläufe und die daraus resultierenden Änderungsraten der Stellgröße .....	92
Abbildung 5-12: Vergleich der Regelgüte der drei Varianten der Blockführungskonzepte ....	96
Abbildung 5-13: Vergleich des Stellaufwandes der drei Varianten der Blockführungs- konzepte .....	97
Abbildung 5-14: Aufteilung der Stellsignale von Brennstoff und Speisewasser auf Steuerung und Regelung (Maximalwertbetrachtung).....	98
Abbildung 5-15: Regelverhalten bei Aktivierung von Sekundärregelleistung und gleichzeitigem fahrplanbedingtem Lastwechsel .....	100
Abbildung 5-16: Varianten der Gleitdruckkennlinien für modifizierten Gleitdruckbetrieb ..	101
Abbildung 5-17: Gegenüberstellung der wichtigsten Prozessgrößen für modifizierten und natürlichen Gleitdruckbetrieb.....	102
Abbildung 5-18: Stellgrößenverlauf bei einem Lastwechsel im modifizierten Gleitdruck- betrieb .....	103

## Kurzfassung

Die zunehmende Einspeisung von Strom aus erneuerbaren Energien hat weitreichende Konsequenzen für das gesamte elektrische Energieversorgungssystem. Insbesondere müssen konventionelle Kraftwerke aufgrund der zunehmenden Schwankungen der Residuallast deutlich flexibler betrieben werden als bisher. Die Flexibilisierung des Betriebs umfasst vielerlei Aspekte, wobei schnelle und präzise Leistungsänderungen eine der wesentlichen Anforderungen ist. In dieser Arbeit liegt der Fokus auf kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken, da diese Kraftwerke aufgrund hoher Wirkungsgrade und geringer spezifischer Emissionen weltweit vielfach eingesetzt werden.

Um sowohl Bestands- als auch Neubauanlagen flexibler betreiben zu können, kommt eine Reihe von Maßnahmen in Frage. Leittechnische Maßnahmen, wie das in dieser Arbeit untersuchte erweiterte Blockführungskonzept, haben den Vorteil vergleichsweise geringer Kosten im Vergleich zu baulichen Maßnahmen sowie einer schnellen Umsetzung und sicheren Inbetriebnahme. Das erweiterte Blockführungskonzept verfolgt das Ziel, schnelle und präzise Leistungsänderungen zu ermöglichen. Gleichzeitig soll ein möglichst ruhiger und schonender Betrieb der Gesamtanlage sichergestellt werden, insbesondere sollen möglichst wenig Störungen in unterlagerten Regelkreisen angeregt werden. Da aus regelungstechnischer Perspektive Arbeitspunktänderungen wie Lastwechsel zu den Aufgaben einer Steuerung gehören, wird die bestehende Regelung in dieser Arbeit um einen Steuerzweig ergänzt. Dieser besteht aus zwei wesentlichen Komponenten:

Kern des Steuerzweiges ist eine modellbasierte Steuerung nach dem *flachheitsbasierten Ansatz*. Das über das Steuerungsentwurfsmodell einfließende Prozesswissen wird genutzt, um Stellsignale zu berechnen, die auf die Prozessdynamik abgestimmt sind. Dies führt zu besserem Prozessverhalten, Lastwechsel können gegebenenfalls schneller gefahren werden und die Regelung wird entlastet. Darüber hinaus werden alle Stellgrößen ideal aufeinander abgestimmt. Dadurch wird der Tatsache Rechnung getragen, dass es sich um ein Mehrgrößensystem handelt, bei dem sich diverse Prozessgrößen gegenseitig beeinflussen. Die Folge ist eine ruhigere Fahrweise der Anlage.

Die zweite zentrale Komponente, die in engem Zusammenhang mit der Steuerung steht, ist eine neuartige Sollwertführung. Die Sollwertführung hat die Aufgabe, aus Zielwertvorgaben

für die Leistung geeignete Sollwertverläufe zu bestimmen. Um auch hierbei die Prozessdynamik berücksichtigen zu können, sind Ansatzfunktionen notwendig, die entsprechende Freiheitsgrade bieten. Gleichzeitig müssen gewisse Randbedingungen durch den Steueralgorithmus eingehalten werden. Beides wird durch den Einsatz von sogenannten *Bézierkurven* gewährleistet, zudem zeichnen sich diese durch einfache Konstruktionsvorschriften und numerische Stabilität aus.

Das erweiterte Blockführungskonzept wird im Rahmen dieser Arbeit detailliert vorgestellt und in Simulationen an einem nichtlinearen Anlagenmodell getestet. In diesem Zusammenhang wird insbesondere der Vergleich zum klassischen Blockführungskonzept nach dem Stand der Technik hervorgehoben. Darüber hinaus wird der Einfluss der Sollwertführung detailliert untersucht. Hierzu gehört sowohl die Berechnung optimaler Sollwertverläufe als auch die Erweiterung um eine prädiktive Online-Sollwertführung zur Bereitstellung von sogenannter *Sekundärregelleistung*. Die Simulationsergebnisse zeigen die erwarteten deutlichen Verbesserungen des Regelverhaltens der Anlage, gleichzeitig kann durch eine geeignete Sollwertführung der Stellaufwand positiv beeinflusst werden.



## Abstract

The increasing feed-in of electrical power from renewable energy sources has a far-reaching impact on the entire energy supply. Most notably, conventional power plants need to adopt a more flexible mode of operation due to the increasingly fluctuating residual load. The notion of *operational flexibility* embraces several aspects; one of the most crucial of these is fast and precise load cycling operation. The focus of this thesis is on combined cycle gas turbine plants as this technology is widely used all over the world due to its high efficiencies and low specific emissions.

Among the multitude of approaches towards increased operational flexibility of both new builds and existing units, improvements of the instrumentation and control system (I&C) are particularly advantageous. They require lower investments than constructional modifications and can be implemented and commissioned quickly. The extended unit control concept that is described in this thesis falls into this category. It aims at enabling faster load changes while allowing enhanced control performance. Furthermore, disturbances in subordinated control loops will be limited to a minimum, resulting in smoother overall process behaviour. From a control engineering perspective, load changes of power plants are best handled by feedforward control. Therefore, within the scope of this thesis, a feedforward control path is added to the feedback control structure of the existing unit control system of combined cycle gas turbine plants. This feedforward control path consists of two major components:

At the core of this feedforward control path is a model-based feedforward control algorithm that has been calculated following the methodology of *flatness based control*. Knowledge of the dynamic behaviour of the power plant process is taken into account within the control algorithm by means of a dynamic model. The feedforward control enables faster load changes, leads to improved load tracking and thereby reduces feedback control action. Furthermore, the model based character of the feedforward control leads to improved coordination of all control variables which is relevant for multiple-input multiple-output type systems in the sense that undesired interaction between controlled variables are effectively reduced.

The second crucial component that is closely related to the feedforward control algorithm is a new type of trajectory planning. Trajectory planning takes place before the control itself

and consists of the planning of suitable set-point trajectories based on the target values of the controlled variables. Ansatz-functions for set-point trajectories that provide adequate degrees of freedom are required in order to take the process dynamics into account, as was done in the design of the feedforward control algorithm. Moreover, certain boundary conditions, imposed by the feedforward control, need to be considered. Both conditions are met by so-called *Bézier-Curves* which are additionally beneficial due to their simplicity and numerical stability.

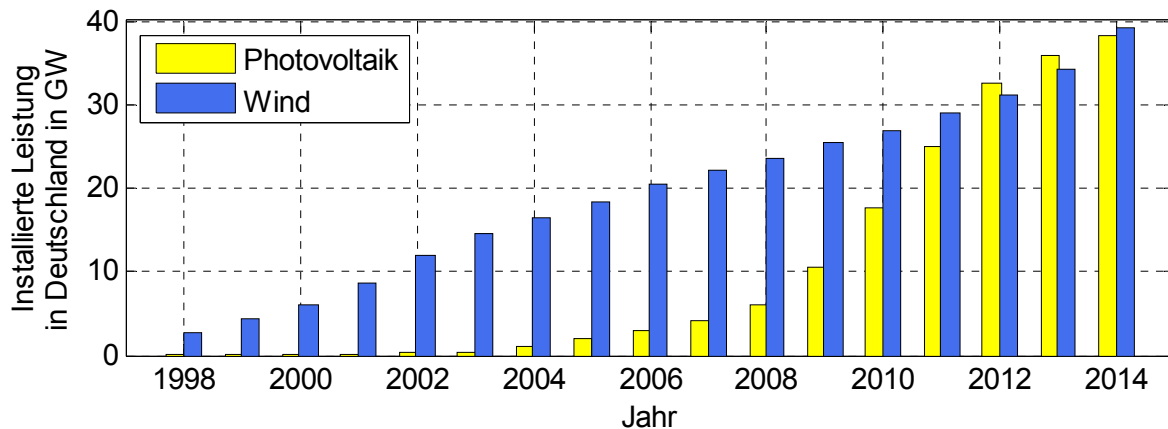
This thesis describes both the extended unit control concept in detail as well as the results of numerical simulations based on a nonlinear process model. The comparison between the extended unit control concept and the state-of-the-art one is particularly stressed in this context. Moreover, the impact of the new trajectory planning strategy is emphasized. This comprises both an optimal trajectory planning study for load changes as well as predictive online trajectory planning. The latter is necessary in order to also cover the provision of so-called *Frequency Restoration Reserve* (FRR) by the combined cycle gas turbine plant. The simulation results reveal the considerable foreseen improvements in terms of control performance as well as the positive impact of suitable set-point trajectories on the required control effort.

# 1 Einführung

Seit Ende der neunziger Jahre ist das elektrische Energieversorgungssystem einem massiven Wandel unterworfen. Um den europäischen Zielsetzungen bezüglich der Emission von Treibhausgasen gerecht zu werden, wurde der Ausbau von Anlagen zur Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien (EE) in Deutschland massiv gefördert [1]. Die deutlich steigenden Erzeugungskapazitäten erneuerbarer Energien und deren bevorzugte Einspeisung haben weitreichende Konsequenzen für den Betrieb konventioneller Kraftwerksanlagen. In diesem Kapitel werden zunächst die daraus resultierenden neuen Anforderungen an konventionelle Kraftwerke aufgezeigt und mögliche Lösungsansätze, insbesondere leittechnische Maßnahmen, vorgestellt. Es werden danach die regelungstechnischen Grundlagen diskutiert, um darauf aufbauend die Ziele der Arbeit zu formulieren. Abschließend werden die bereits veröffentlichten Teile der Arbeit eingeordnet.

## 1.1 Flexibilisierung konventioneller Kraftwerksanlagen

Um die auf europäischer Ebene vereinbarten Zielsetzungen bezüglich der Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen zu erreichen, wurde der Ausbau erneuerbarer Energien in Deutschland stark gefördert. Die umgesetzten Mechanismen, insbesondere der Einspeisevorrang von EE-Anlagen, hat mit Beginn der Jahrtausendwende zu einem starken Anstieg der installierten Leistung geführt. Dieser Anstieg ist vor allem bei der Windenergie und der Photovoltaik feststellbar, wie Abbildung 1-1 zeigt (Daten aus [2; 3]). Demnach hat zum Jahr 2014 sowohl die Windenergie als auch die Photovoltaik eine Erzeugungskapazität von jeweils knapp 40 GW erreicht. Prognosen zufolge ist mit einem weiteren deutlichen Anstieg zu rechnen [4]. Um einen stabilen Netzbetrieb zu gewährleisten, müssen Stromerzeugung und -verbrauch zu jeder Zeit im Gleichgewicht sein [5; 6]. Die Erzeugung muss daher ständig an den Verbrauch angepasst werden, da Strom nur in geringem Umfang gespeichert werden kann. Aufgrund



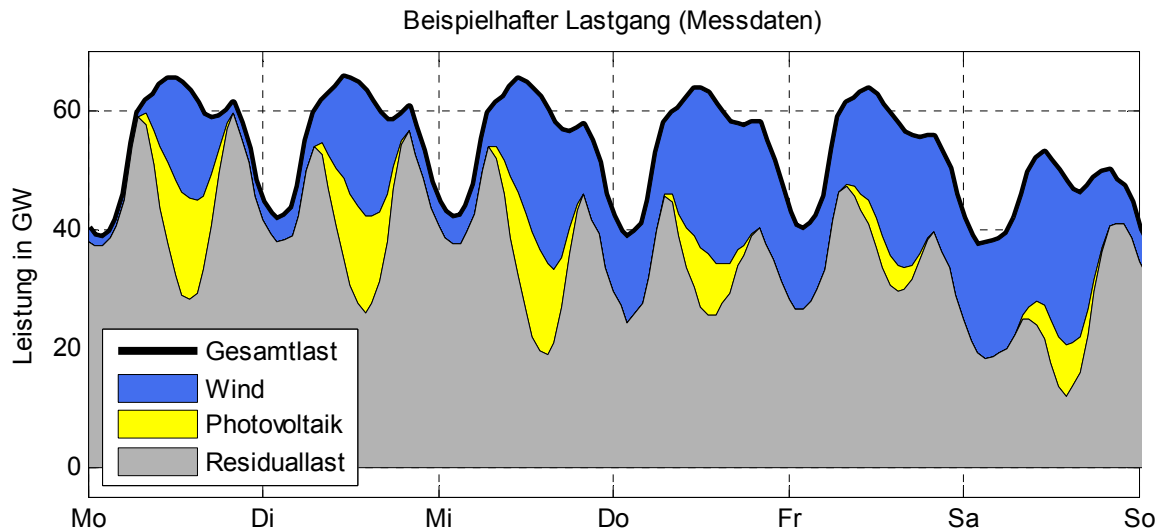
**Abbildung 1-1: Entwicklung der installierten Leistung von Windenergie- und Photovoltaikanlagen in Deutschland**

des Einspeisevorrangs von Strom aus erneuerbaren Energien kommt vor allen Dingen den konventionellen Kraftwerken die Aufgabe zu, die verbleibende Differenz zum aktuellen Verbrauch zu decken. Diese Differenz wird als Residuallast<sup>1</sup> bezeichnet und ist gemeinsam mit dem Lastgang und der Einspeisung von Windenergie- und Photovoltaikanlagen für eine beispielhafte Woche in Abbildung 1-2 dargestellt (Messdaten aus [7]). Zu Gunsten der Übersichtlichkeit der Darstellung wird auf eine Aufschlüsselung der Residuallast verzichtet. Weitere Erzeugungsanlagen wie beispielsweise Pumpspeicherkraftwerke oder auch der Import und Export über die Landesgrenzen werden daher nicht berücksichtigt. Für eine detailliertere Beschreibung und Darstellung sei auf [7] verwiesen.

An diesem Beispiel wird bereits deutlich, welche Konsequenzen sich für den Betrieb konventioneller Kraftwerke<sup>2</sup> ergeben. Zum einen nimmt mit zunehmender Einspeisung aus erneuerbaren Energien die Residuallast ab, d.h. es sind weniger konventionelle Kraftwerke am Netz beziehungsweise die Auslastung in Form der Volllaststunden nimmt ab. Dies hat geringere Deckungsbeiträge und damit Erlöse für die Betreiber zur Folge. Zum anderen nehmen die Schwankungen der Residuallast zu. Dies liegt in der Überlagerung von verbrauchs- und erzeugungsbedingten Schwankungen begründet. Waren Abweichungen der Lastprognose früher ausschließlich Schwankungen des Verbrauchs geschuldet, so überlagern sich dem mittlerweile die Unsicherheiten der dargebotsabhängigen Erzeugung von Strom aus Windenergie- und Photovoltaikanlagen. Schwankungen der Residuallast nehmen daher

<sup>1</sup> Bei der Residuallast handelt es sich neben börslich gehandelten Anteilen auch um Regelleistung.

<sup>2</sup> Unter dem Begriff des *konventionellen Kraftwerks* werden im Rahmen dieser Arbeit sämtliche thermischen Kraftwerkstypen verstanden.



**Abbildung 1-2: Residuallastgang über eine beispielhafte Woche in Deutschland**

nicht nur an Häufigkeit zu, bei ungünstiger Überlagerung kommt es auch zu entsprechend höheren Lastgradienten [8].

### 1.1.1 Flexibilisierung konventioneller Kraftwerke

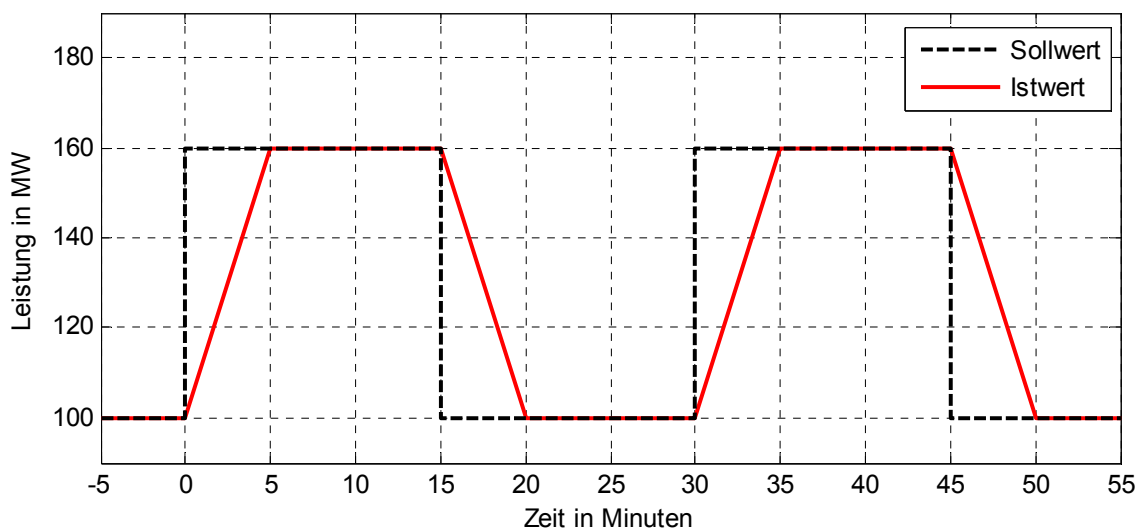
Um konventionelle Kraftwerke dennoch wirtschaftlich betreiben zu können, ist eine Flexibilisierung der Betriebsweise zwingend erforderlich. Der Begriff der *Flexibilität* ist dabei sehr vielfältig, wobei vier Aspekte eine besonders wichtige Rolle einnehmen [8 bis 12]:

- Hohe Leistungsgradienten bei gleichzeitig hoher Regelgüte, insbesondere für die Bereitstellung von Sekundärregelleistung, siehe Kapitel 4.5. Dadurch werden größere Regelbänder zur Bereitstellung von Sekundärregelleistung ermöglicht
- Verbessertes An- und Abfahren im Sinne höherer Effizienz und kürzerer Dauer
- Absenkung der Mindestlast
- Erhöhung der Teillastwirkungsgrade, da der Betrieb bei Vollast durch vermehrten Betrieb in Teillast abgelöst werden wird

Verbesserungen dieser Aspekte können über eine Vielzahl von Ansätzen erreicht werden. Bei den zur Verfügung stehenden Maßnahmen zur Flexibilisierung konventioneller Kraftwerksanlagen muss zunächst zwischen Maßnahmen für Bestandsanlagen (Retrofit) und Neubauten unterschieden werden. Eine Übersicht über verschiedene Möglichkeiten wird in [11; 13; 14] aufgezeigt.

Die besondere Relevanz schneller Leistungsänderungen bei gleichzeitig hoher Regelgüte wird am Beispiel der Qualifizierung von Sekundärregelfähigkeit deutlich. Hierbei muss eine sogenannte *Doppelhöckerkurve* gefahren werden (siehe Transmission Code der Übertragungsnetzbetreiber [15] und Abbildung 1-3). Die Leistungserhöhung, die ein Kraftwerksblock innerhalb von fünf Minuten erreichen kann, wird als Sekundärregelleistung anerkannt. Voraussetzung hierfür ist, dass auch der entsprechende negative Lastwechsel möglich ist und eine zweite Wiederholung des Szenarios im Anschluss gefahren werden kann. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit schneller Leistungsänderungen. Gleichzeitig wird gefordert, dass das Über- bzw. Unterschwingen kleiner zehn Prozent der Leistungsänderung bleibt [16], sodass gleichzeitig eine hohe Regelgüte notwendig ist.

Viele Maßnahmen zur Flexibilisierung des Betriebs sind mit teuren, zeitintensiven baulichen Änderungen verbunden, wenn sie überhaupt in Bestandsanlagen umsetzbar sind. Demgegenüber bieten Maßnahmen auf leittechnischer Ebene deutliche Vorteile. Hierzu zählt beispielsweise die Optimierung bestehender Regelkonzepte oder auch die Entwicklung neuer Konzepte auf Basis von Methoden der modernen Steuer- und Regelungstechnik. Diese Maßnahmen können sowohl für Bestands- als auch für Neubauanlagen eingesetzt werden. Die Inbetriebnahme wird dadurch erleichtert, dass im Notfall immer auf das bisherige Regelkonzept vertraut werden kann. Umbaumaßnahmen am Dampferzeuger oder anderen Kraftwerkskomponenten sind in der Regel nicht notwendig, sodass lange Stillstandszeiten vermieden werden können. Die Ziele leittechnischer Verbesserungsmaßnahmen können



**Abbildung 1-3: Beispielhafte Doppelhöckerkurve zur Präqualifikation von Sekundärregelleistung (aus Anhang D in [15], eigene Darstellung)**

sowohl unterlagerte Regelungen sein, wie beispielsweise die Feuerung in [17], oder aber die Blockführung betreffen, wie in dieser Arbeit.

Eine Übersicht über die Entwicklung der in Kraftwerksprozessen eingesetzten regelungstechnischen Konzepte ist in [18] gegeben. Hierbei wird allerdings deutlich, dass auf diesem Gebiet im Vergleich zu anderen Branchen Defizite bestehen. Die in Kraftwerken eingesetzte Leittechnik ermöglicht den Einsatz komplexer regelungstechnischer Methoden, deren Einsatz die konsequente Fortsetzung der in [18] skizzierten Entwicklung wäre.

### 1.1.2 Bedeutung kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke

Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke spielen unter den konventionellen Kraftwerksanlagen eine wichtige Rolle. So sind alleine in Deutschland, inklusive Industriekraftwerken, rund 22 GW elektrische Leistung installiert [19]. Mit Gas betriebene Kraftwerke aller Art machen europaweit und auf die Leistung bezogen rund 30 Prozent der geplanten Neubauprojekte und damit den größten Anteil aller Energieträger aus [20]. Die Mehrzahl davon wird, wenngleich hier keine Zahlen vorliegen, auf Basis von Gasturbinen (GT) sein. Darüber hinaus werden kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke häufig zur Kraft-Wärme-Kopplung eingesetzt, was in Deutschland weitere 12 GW<sub>th</sub> ausmacht [19].

Die bedeutende Rolle kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke ist mit einer Reihe von Vorteilen dieses Anlagentyps zu begründen. Zum einen zeichnen sich kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke durch hohe Wirkungsgrade aus [10; 21; 22]. Der Wirkungsgrad kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke liegt in etwa bei 60 Prozent und damit ca. 15 Prozentpunkte höher als bei modernen Kohlekraftwerken. Höhere Wirkungsgrade haben auch geringere spezifische Emissionen zur Folge, was insbesondere im Rahmen der gesteckten Emissionsreduzierungsziele von Bedeutung ist [10; 23]. Die Anlagen weisen gegenüber anderen Technologien auch klare Vorteile hinsichtlich Planung, Bau und Betrieb auf. Durch den Wegfall von Komponenten wie beispielsweise der aufwändigen Rauchgasreinigung aufgrund der vergleichsweise sauberen Verbrennung sind die Investitionskosten deutlich geringer [21; 23]. Damit und mit der kompakten Bauweise der Gasturbinen geht auch ein deutlich geringerer Platzbedarf und kurze Abwicklungszeiten einher [21 bis 23]. Im Vergleich zu kohlegefeuerten Anlagen ist auch der Personalaufwand im laufenden Betrieb deutlich geringer [23]. Nicht zuletzt ist, selbst nach dem derzeitigen Stand

der Technik, eine flexiblere Fahrweise mit schnelleren Leistungsänderungen als beispielsweise bei Kohlekraftwerken möglich und macht kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke zu einer idealen Technologie für die Anforderungen des zukünftigen Energieversorgungssystems [10; 23].

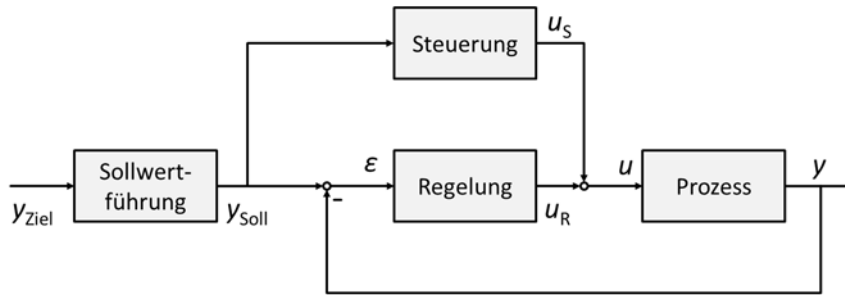
## 1.2 Regelungstechnische Grundlagen

Regelungstechnische Aufgabenstellungen bestehen zumeist aus zwei Aspekten [24]. Zum einen sollen die Regelgrößen  $y$  entweder auf einem konstanten Wert gehalten oder in gewünschter Weise zeitlich verändert werden. Man spricht bei dieser Anforderung vom sogenannten *Führungsverhalten*. Zum anderen soll der Einfluss äußerer Störungen auf die Regelgrößen möglichst gering sein (*Störkompensation*).

Die hierfür nötigen Stellgrößen  $u$  werden entweder durch eine Regelung, eine Steuerung oder eine Kombination aus beidem erzeugt. Um sowohl gutes Führungsverhalten als auch ausreichende Störkompensation zu erreichen, wird in vielen industriellen Anwendungen eine Kombination aus Steuerung und Regelung gewählt [25]. Dadurch können die jeweiligen Vorteile von Steuerung und Regelung gezielt genutzt werden. Abbildung 1-4 zeigt den Standardregelkreis in der sogenannten Struktur mit zwei Freiheitsgraden (englisch *2-DOF*), die auf Horowitz [26] zurückgeht. Die beiden Freiheitsgrade sind die Regelung und die Steuerung, sodass die Stellgrößen  $u$  aus zwei Anteilen bestehen, nämlich einem Regelungsanteil  $u_r$  und einem Steuerungsanteil  $u_s$ . Stell- und Messglieder sind zu Gunsten der Übersichtlichkeit dem Prozess zugeordnet und nicht separat dargestellt. Für eine detailliertere Darstellung sei auf [24] verwiesen.

Die Regelung ist charakterisiert durch die Rückführung der Regelgröße und den Vergleich mit der Führungsgröße bzw. dem Sollwert  $y_{\text{soll}}$ . Aus diesem Zusammenhang ergibt sich die Bezeichnung *geschlossener (Regel-)Kreis*. Die Differenz aus Führungs- und Regelgröße bzw. Soll- und Istwert wird als Regelfehler  $\varepsilon$  bezeichnet. Die Aufgabe der Regelung ist, diesen Regelfehler zu minimieren, sodass unbekannte äußere Störgrößen erfolgreich unterdrückt werden können.





**Abbildung 1-4: Standardregelkreis in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden (2 degrees of freedom (2-DOF))**

Da sich ein Regelfehler nicht nur aufgrund von Störgrößen ergeben kann, sondern auch im Falle einer Änderung der Führungsgröße auftritt (siehe Abbildung 1-4), kann die Regelung prinzipiell auch genutzt werden, um das Führungsverhalten zu beeinflussen. Nachteilig wirkt sich hierbei jedoch aus, dass die Regelung erst bei Auftreten eines Regelfehlers reagiert. Das Stellsignal der Regelung hängt dabei von der Größe des Regelfehlers ab, sodass erst mit größer werdendem Regelfehler der Regelabweichung stärker entgegengewirkt wird.

Aus diesem Grund ist der zusätzliche Einsatz einer Steuerung vorteilhaft (siehe Kapitel 3). Bei der Steuerung werden die Stellgrößen direkt aus dem Führungssignal, d.h. dem Sollwertverlauf  $y_{\text{Soll}}$ , berechnet. Dadurch können die Stellgrößen bereits im Moment der Sollwertänderung geeignet angepasst werden. In Abbildung 1-4 ist zusätzlich die Sollwertführung dargestellt. Hier werden aus Vorgaben von Arbeitspunkten (sogenannten Zielwerten  $y_{\text{Ziel}}$ ) geeignete Zeitverläufe für die Sollwerte berechnet (siehe Kapitel 4). Diese Sollwertverläufe werden gleichermaßen von Steuerung und Regelung genutzt.

Wie bereits angedeutet führt die Trägheit des zu regelnden Prozesses dazu, dass Änderungen der Stellgrößen sich mit einer gewissen Verzögerung in den Regelgrößen am Ausgang des Prozesses bemerkbar machen. Durch den Einsatz modellbasierter Steuerungen wird Prozesswissen in die Steuerung eingebracht, wodurch Arbeitspunktänderungen in einer Art und Weise gefahren werden können, die auf die Prozessdynamik abgestimmt ist. Somit werden Arbeitspunktänderungen rechtzeitig eingeleitet, was die Trägheit des Prozesses gewissermaßen kompensiert. Darüber hinaus kann durch Berücksichtigung der Prozessdynamik eine ruhigere Fahrweise erreicht werden, was sich auch auf unterlagerte Regelkreise positiv auswirkt.

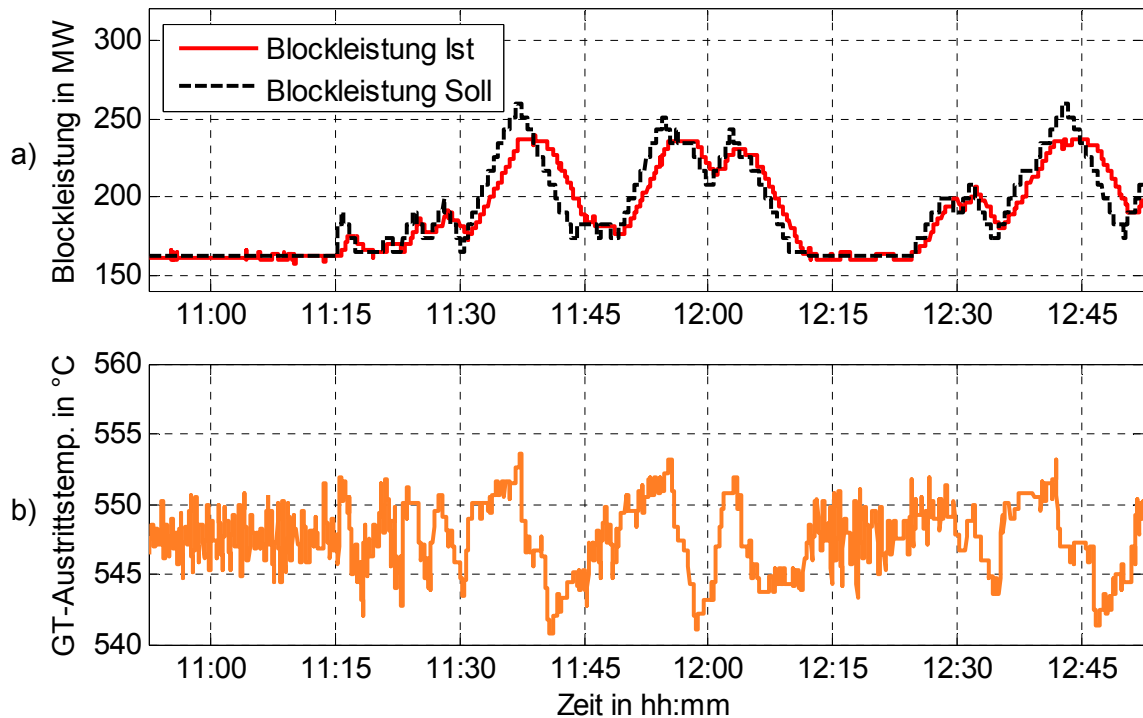
Das Führungsverhalten kann in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden entscheidend verbessert werden. Arbeitspunktänderungen und damit das Führungsverhalten werden von der Steuerung übernommen. Die Regelung hat demnach die Aufgabe, die Regelgrößen um die vorgegebenen Sollwertverläufe zu stabilisieren und Störeinflüssen entgegenzuwirken. Die zwei Freiheitsgrade bestehen damit im unabhängigen Entwurf von Steuerung und Regelung, sodass Führungsverhalten und Störkompensation getrennt optimiert werden können. Der Entwurf und Einsatz einer Steuerung wirkt sich auch nicht auf die Stabilität des Systems aus, da diese vom geschlossenen Regelkreis und damit von der Regelung abhängt [24]. Wie auch für den Entwurf der Regelung stehen für den Steuerungsentwurf verschiedene Methoden zur Verfügung. Ein Überblick ist in Kapitel 3 gegeben.

### 1.3 Ziele der Arbeit

Die Blockführung kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke besteht klassischerweise vorrangig aus einer Regelung. Damit ergeben sich die im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Nachteile hinsichtlich des Führungsverhaltens. Abbildung 1-5 zeigt beispielhaft Messdaten einer solchen Anlage. Aufgrund der Vertraulichkeit der Daten wurden diese in der Darstellung geeignet anonymisiert, die genannten Effekte lassen sich jedoch deutlich erkennen.

Abbildung 1-5 a) zeigt Soll- und Istwert der Leistung des Blockes. Im stationären Betrieb zu Beginn des gezeigten Ausschnitts stimmen Soll- und Istwert der Leistung sehr genau überein. Bei Leistungsänderungen, insbesondere bei schnellen Leistungsänderungen, entstehen jedoch große Abweichungen zwischen Soll- und Istwert, die typisch für das Führungsverhalten eines ausschließlich geregelten Prozesses sind.

Als Beispiel für eine unterlagerte Regelung zeigt Abbildung 1-5 b) den Verlauf der Temperatur der Rauchgase am Austritt der Gasturbine. Eine unterlagerte Regelung auf Gasturbinenebene hat die Aufgabe, die Turbinenaustrittstemperatur möglichst konstant zu halten. Es ist jedoch deutlich zu erkennen, dass die Temperaturschwankungen bei Lastwechseln, wenn die Gasturbine schnell ihre Leistung ändert, stark zunehmen. Aufgrund derartiger Kopplungen der Prozessgrößen können Verbesserungen auf Blockführungsebene auch Verbesserungen in unterlagerten Regelungen mit sich bringen.



**Abbildung 1-5: Beispielhafte Messdaten eines kombinierten Gas- und Dampfkraftwerks bei Laständerungen**

Daraus ergeben sich die Ziele der Arbeit. Im Folgenden wird anhand von Simulationsuntersuchungen gezeigt, dass

- durch Erweiterung des bestehenden Blockführungskonzeptes durch einen Steuerzweig mit flachheitsbasierter Steuerung eine Verbesserung des Lastfolgeverhaltens, d.h. der Leistungsregelung der Anlage, erreicht werden kann.
- rampenförmige Sollwertverläufe nicht optimal sind. Durch eine geeignete Sollwertführung, die auf den Prozess zugeschnitten ist, kann in Verbindung mit der vorgestellten flachheitsbasierten Steuerung der Stellaufwand reduziert werden.
- flachheitsbasierte Methoden gegenüber anderen modernen Steuerungsentwurfsmethoden deutliche Vorteile bieten können.
- flachheitsbasierte Methoden auch auf verwandte Prozesse, wie beispielsweise kohlegefeuerte Kraftwerke, angewendet werden können.

## 1.4 Vorgehensweise

Hierfür werden zunächst in Kapitel 2 die verwendeten Modelle sowie die Blockführung kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke vorgestellt. Daraufhin werden in Kapitel 3 verschiedene Verfahren zum Steuerungsentwurf gegenübergestellt und anschließend der flachheitsbasierte Entwurf detailliert vorgestellt. Kapitel 4 behandelt die Berechnung geeigneter Sollwertverläufe für verschiedene Prozessgrößen. Dies umfasst neben den Bézierkurven als Ansatzfunktionen für die Sollwertverläufe auch deren Optimierung hinsichtlich für den Kraftwerksbetrieb relevanter Kriterien. Die Ausweitung der Sollwertführung auf den Spezialfall der Bereitstellung von Sekundärregelleistung wird ebenfalls behandelt, da hierbei erweiterte Anforderungen an die Sollwertführung bestehen. Anschließend wird die Funktionsweise sowie die Leistungsfähigkeit einer flachheitsbasierten Steuerung in Kapitel 5 anhand von Simulationsergebnissen verdeutlicht. Hierbei wird der Vergleich mit dem Stand der Technik angestellt. Die Auswirkungen der Sollwertführung spielen dabei ebenfalls eine wichtige Rolle.

## 1.5 Bereits veröffentlichte Teile der Arbeit

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse wurden durch den Autor teilweise bereits im Rahmen von Konferenzbeiträgen veröffentlicht.

Erste Untersuchungen zur flachheitsbasierten Steuerung von Kombianlagen wurden in [27] durchgeführt. Das darin entwickelte Modell wird in dieser Arbeit im Rahmen der optimalen Sollwertführung eingesetzt und ist in Anhang A.3 beschrieben. In [28] wurde die Untersuchung des erweiterten Blockführungskonzeptes aus [27] weitergeführt, in dem ein detaillierteres Modell der Gasturbine eingesetzt wurde. Aspekte der optimalen Trajektorienplanung wurden in [29] untersucht. Die ersten Untersuchungen zur Bereitstellung von Sekundärregelleistung wurden im Rahmen einer durch den Autor konzipierten und betreuten Bachelorarbeit [30] durchgeführt.

In dieser Arbeit werden die in den genannten Veröffentlichungen vorgestellten Ergebnisse dahingehend weiterentwickelt, dass detailliertere Prozessmodelle zum Einsatz kommen. Dies gilt sowohl für den Steuerungsentwurf und die Sollwertführung als auch für die

---

anschließend durchgeführten Simulationen. Die detaillierteren Modelle berücksichtigen insbesondere den Mehrgrößencharakter des Prozesses, was die jeweiligen Berechnungen und Herleitungen deutlich komplexer macht.

## 2 Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke: Modellierung und Blockführung

In diesem Kapitel wird zunächst der grundlegende Aufbau verschiedener Typen kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke erläutert. Anschließend werden gängige Modellierungsansätze sowie Modelle vorgestellt. Auf dieser Basis wird das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Simulationsmodell hergeleitet sowie anhand von Messdaten validiert. Aus dem Simulationsmodell leitet sich direkt das Modell für den Steuerungsentwurf ab.

Daraufhin wird das gängige Blockführungskonzept kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke nach dem Stand der Technik vorgestellt. Dieses wird durch Integration der flachheitsbasierten Steuerung in das Gesamtkonzept geeignet erweitert.

### 2.1 Aufbau kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke

Im Folgenden wird unter *kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken* die typische Anwendungsform, nämlich die Nutzung der Abhitze der Gasturbine in einem Abhitzedampferzeuger, verstanden [21]. Der dabei erzeugte Dampf treibt eine Dampfturbine (DT) an.

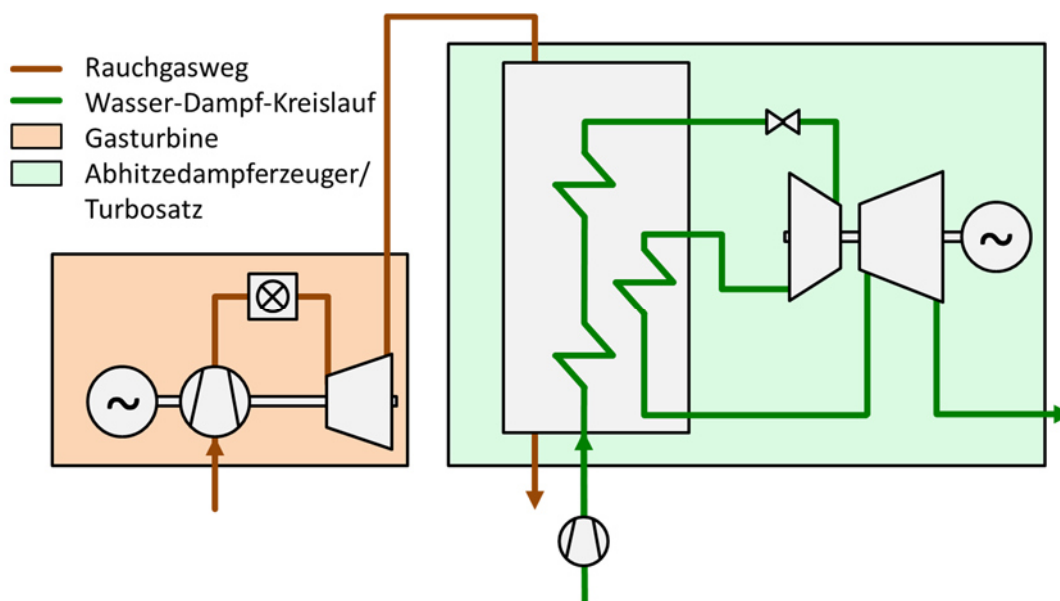
Für derartige Prozesse sind diverse Ausführungen denkbar. In erster Linie wird zwischen Ein- und Mehrwellenanlagen unterschieden [23]. Mehrwellenanlagen sind dadurch gekennzeichnet, dass Gasturbosatz und Dampfturbosatz getrennt sind, wodurch auch mehrere Gasturbinen mit einer Dampfturbine kombiniert werden können. Dieses Konzept ist vor allem dann interessant, wenn eine schrittweise Errichtung des Kraftwerks geplant ist und die Gasturbinen schon vor dem Ausbau zur Kombianlage betrieben werden sollen. Heute dominieren, vor allem in Europa und Asien, die Einwellenanlagen [23]. Ein wesentlicher

Vorteil ist die Vereinfachung durch den Wegfall eines Generators und weiterer elektrotechnischer Systeme. Hierbei hat sich die Anordnung mit dem Generator zwischen Gas- und Dampfturbine durchgesetzt. Eine Kupplung zwischen Generator und Dampfturbine ermöglicht schnelleres Anfahren sowie den Betrieb der Gasturbine trotz eines etwaigen Ausfalls der Dampfturbine.

Darüber hinaus können kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke wie auch kohlegefeuerte Kraftwerke eine Auskopplung von Fernwärme besitzen. Diese Möglichkeit wird im Folgenden bei der Modellierung nicht weiter berücksichtigt. Gleiches gilt für eine mögliche Zusatzfeuerung, die aufgrund des verringerten Wirkungsgrades meist nur, wenn überhaupt vorhanden, zu Zeiten von Spitzenlast zum Einsatz kommt [23].

Abbildung 2-1 zeigt eine vereinfachte schematische Darstellung einer Mehrwellenanlage mit einer Gasturbine und einer Dampfturbine. Aus regelungstechnischer Perspektive ergeben sich keine Unterschiede zwischen Ein- und Mehrwellenanlage. Das Blockführungskonzept (siehe Kapitel 2.4) ist jedoch im Falle der Mehrwellenanlage intuitiver verständlich, sodass im Folgenden mit Mehrwellenanlagen gearbeitet wird.

Der zentrale Vorteil der Kombination von Gas- und Dampfprozess liegt in der Erhöhung des Wirkungsgrades. Dies lässt sich anschaulich am T,S-Diagramm zeigen, in dem die Temperaturen beider Teilprozesse über der Entropie aufgetragen sind. Die Darstellung in



**Abbildung 2-1: Grundlegender Aufbau kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke**

Abbildung 2-2 zeigt jeweils die realen und damit nicht-idealen Prozesse. Der Gasturbinenprozess (Joule-Kreisprozess bzw. Brayton-Kreisprozess) hat dabei ein deutlich höheres Temperaturniveau. Zunächst wird, ausgehend von Umgebungstemperatur, die angesaugte Luft im Kompressor verdichtet (Zustandsänderung 1-2). In der Brennkammer wird das Luft-Brennstoff-Gemisch anschließend näherungsweise isobar auf Temperaturen im Bereich von ca. 1200°C erwärmt (2-3). Die Entspannung in der Turbine (3-4) erfolgt näherungsweise adiabat, dabei sinken Temperatur und Druck deutlich ab. Die Rückkühlung der Abgase entfällt, da es sich um einen offenen Prozess handelt.

Im T,S-Diagramm entspricht die Fläche unter den Kurven der über die Systemgrenzen zu- bzw. abgeführten Wärme  $Q$  inklusive der Dissipationsarbeit  $W$ . Der Zusammenhang ist beispielhaft für die Verdichtung in Gleichung (1) dargestellt [31]:

$$\int_1^2 TdS = Q_{12} + W_{12} \quad (1)$$

Durch Schließen der Bilanz des offenen Kreisprozesses (1-4) über die Zustandsänderung 4-1 ergibt sich die nutzbare Arbeit inklusive der Dissipationsarbeit des Joule-Prozesses als die von den Zustandsänderungen 1-2-3-4-1 eingeschlossene Fläche.

Die in der Abwärme der Gasturbine enthaltene Wärme wird nicht genutzt und an die Umgebung abgegeben. Die nutzbare Arbeit kann jedoch durch den zusätzlichen

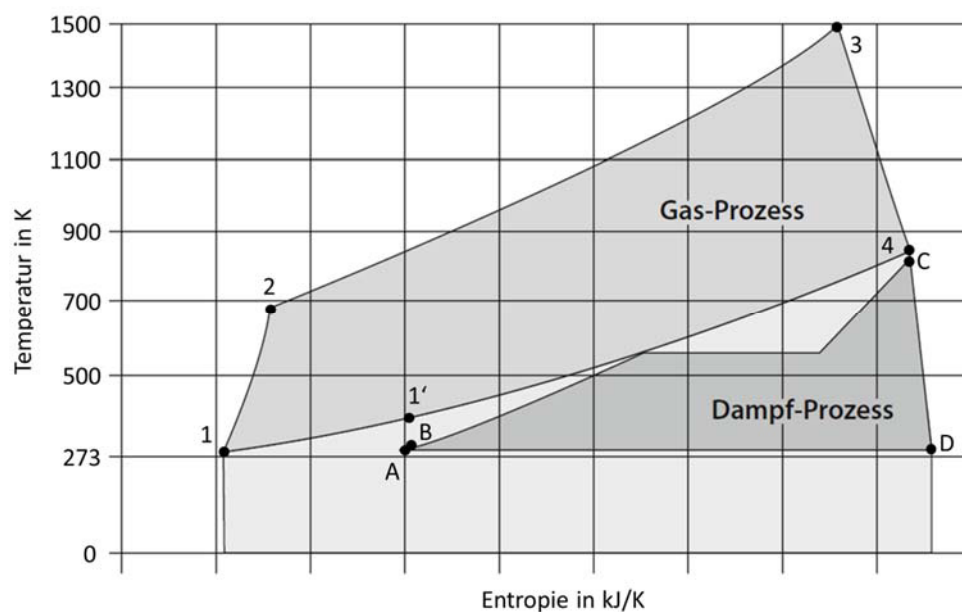


Abbildung 2-2: Gas- und Dampfprozess im T,S-Diagramm (angepasst aus [23])



Dampfprozess (Clausius-Rankine-Kreisprozess) über die Zustandsänderungen A-B-C-D-A deutlich erhöht werden. Dabei wird ein Teil der im Joule-Prozess abgegebenen Wärme zur Dampferzeugung genutzt, wodurch sich die nutzbare Arbeit des Kombiprozesses steigert. Dies führt zu einem entsprechend höheren Gesamtwirkungsgrad. Der Wirkungsgrad moderner Gasturbinen, wie sie in Kraftwerken eingesetzt werden, liegt bei ca. 40 % [32]. Dem steht ein Gesamtwirkungsgrad von Kombianlagen von derzeit rund 60 % gegenüber.

Abhitzedampferzeuger können wie direkt befeuerte Dampferzeuger sowohl als Dampferzeuger mit Trommel als auch als Zwangdurchlaufdampferzeuger konzipiert werden. Eine Übersicht über die verschiedenen Varianten ist in [33] gegeben. Beim Zwangdurchlaufdampferzeuger entfällt die Hochdrucktrommel, was deutliche Vorteile im Hinblick auf den flexiblen Betrieb der Anlage mit sich bringt. Lastwechsel können schneller gefahren werden, ebenso sind geringere Mindestlasten möglich. Darüber hinaus ermöglichen Zwangdurchlaufdampferzeuger höhere Dampfdrücke, wodurch höhere Wirkungsgrade erzielt werden können. Gemäß [22] sind mit zunehmenden GT-Austrittstemperaturen und größeren Anlagen Durchlaufdampferzeuger die bessere Variante. Aus diesen Gründen nehmen Zwangdurchlaufdampferzeuger auch bei Kombianlagen zu [34]. Der Fokus der Modellbildung liegt daher auf diesem Dampferzeugertyp.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Modelle verwendet. Das detaillierte Simulationsmodell dient dazu, die Funktionsweise und Leistungsfähigkeit der flachheitsbasierten Steuerung in Simulationsuntersuchungen zu testen. Das vereinfachte Steuerungsentwurfsmodell, das aus dem Simulationsmodell abgeleitet wird, dient dem Entwurf, d.h. der Herleitung, der flachheitsbasierten Steuerung. Beide Modelle werden in den folgenden Kapiteln 2.2 und 2.3 vorgestellt.

## 2.2 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell besteht aus zwei verknüpften Teilmodellen: Dem Gasturbinenmodell sowie dem Modell des Abhitzedampferzeugers inklusive der Dampfturbine. Die beiden Teilmodelle sind über den Abwärmestrom gekoppelt. Darüber hinaus ergibt sich die Gesamtleistung des Blocks aus der Summe der beiden Teilleistungen. Beide Teilmodelle werden im Folgenden vorgestellt.

### 2.2.1 Bestehende Gasturbinenmodelle

In der Literatur existieren diverse dynamische Modelle von Gasturbinen, die sich sowohl hinsichtlich der Gasturbinentypen als auch der Modellkomplexität unterscheiden. Einige dieser Modelle sind in einem Übersichtspaper von Yee gegenübergestellt [35].

Die detailliertesten Modelle von Gasturbinen sind eine Reihe physikalischer Modelle [36 bis 39]. Diese Modelle beruhen auf physikalischen Zusammenhängen wie Erhaltungsgleichungen von Masse und Energie. Diese Modelle sind geeignet, um detaillierte Simulationen des Gasturbinenverhaltens und von Teilprozessen wie beispielsweise des Kompressors durchzuführen. Die numerischen Berechnungen sowie Parametrierung und Validierung sind entsprechend aufwändig.

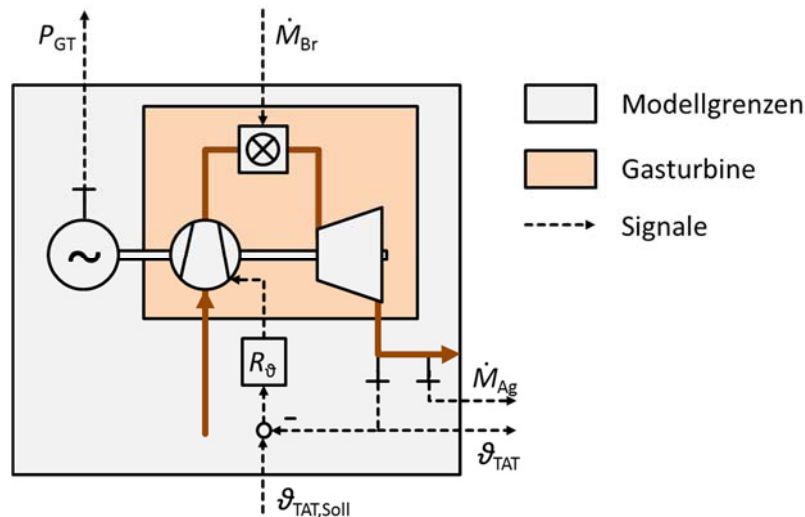
Deutlich einfacher sind Modelle, die zur Simulation in Modellen elektrischer Verbundnetze erstellt wurden. Diese Modelle dienen in erster Linie zur dynamischen Beschreibung der Leistung der Gasturbine. Beispiel hierfür ist das Modell einer CIGRE-Arbeitsgruppe [40 bis 42]. Nachteil dieser Modelle ist, dass weitere Größen, wie beispielsweise die GT-Austrittstemperatur, nicht explizit berücksichtigt sind. Da gerade die GT-Austrittstemperatur für die Kopplung mit dem Abhitzedampferzeugermodell eine wichtige Rolle spielt, sind diese Modelle nur bedingt geeignet.

Einen geeigneten Zwischenweg stellen die Modelle einer IEEE-Arbeitsgruppe [43] sowie das Modell von Rowen dar [44]. Speziell das Modell von Rowen umfasst elektrische Leistung, Abgasstrom und –temperatur als Ausgangsgrößen sowie deren dynamische Zusammenhänge. Damit sind die Voraussetzungen zur Kopplung mit dem Abhitzedampferzeugermodell gegeben. Im Folgenden wird das Modell ausführlicher beschrieben.

### 2.2.2 Simulationsmodell der Gasturbine

Bei dem in [44] beschriebenen Modell handelt sich um ein nichtlineares Prozessmodell, das in mehrfacher Hinsicht als Simulationsmodell im Rahmen dieser Arbeit geeignet ist.

Zum einen ist es anhand umfangreicher Messdaten validiert worden und bereits in einer Vielzahl von wissenschaftlichen Arbeiten erfolgreich eingesetzt worden [45; 46]. Zum



**Abbildung 2-3: : Schematische Darstellung des nichtlinearen Gasturbinenmodells mit seinen Ein- und Ausgangssignalen**

anderen enthält es neben der Leistungsdynamik weitere wichtige Aspekte, die in einem Simulationsmodell für kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke eine zentrale Rolle spielen. So ist die Temperaturdynamik ebenfalls abgebildet, was zusammen mit dem Abgasmassenstrom die Bestimmung des Abwärmestroms ermöglicht. Für einen optimalen Betrieb des nachgeschalteten Abhitzedampferzeugers soll die GT-Austrittstemperatur möglichst konstant sein. Über die Vorleitreihen wird klassischerweise der Ansaugmassenstrom des Verdichters variiert [23]. Dieser wird genutzt, um die GT-Austrittstemperatur auf einen konstanten Sollwert<sup>3</sup> zu regeln. Dieser Regelkreis ist ebenfalls in genanntem Modell abgebildet.

Abbildung 2-3 zeigt das Simulationsmodell der Gasturbine mit seinen beiden Eingangsgrößen sowie den drei Ausgangsgrößen, inklusive des implementierten Temperaturreglers. Eingangsgröße ist in erster Linie der Brennstoffmassenstrom<sup>4</sup>. Darüber hinaus kann der Sollwert der GT-Austrittstemperatur vorgegeben werden. Die Regelgröße GT-Austrittstemperatur  $\vartheta_{TAT}$  wird durch Manipulation der Vorleitreihenstellung über den Temperaturregler  $R_{\vartheta}$  geregelt. Ausgangsgrößen sind neben der Leistung der Gasturbine auch die zur Kopplung mit dem Modell des Abhitzedampferzeugers notwendigen Größen GT-Austrittstemperatur und –massenstrom.

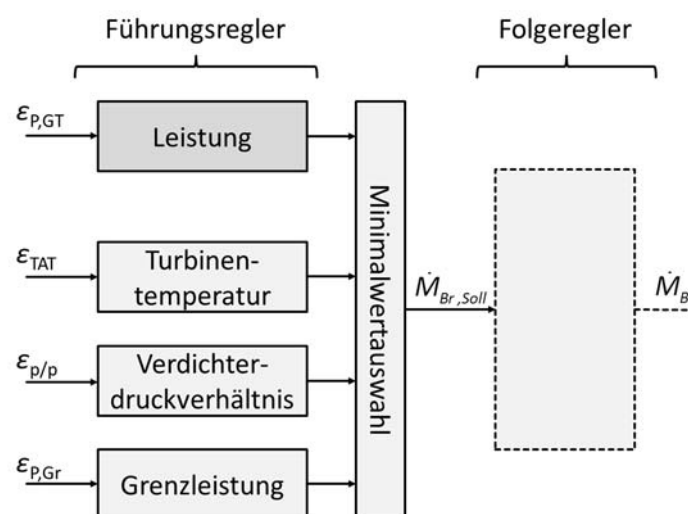
<sup>3</sup> Die GT-Austrittstemperatur wird nicht notwendigerweise über den gesamten Betriebsbereich auf einen konstanten Sollwert geregelt, mehr dazu in Kapitel 2.2.3.

<sup>4</sup> Der Brennstoffmassenstrom wird in der gesamten Arbeit der Anschaulichkeit halber in MW angegeben und steht für die entsprechende elektrische Leistung der GT im stationären Betrieb. Gegenüber dem eigentlichen Brennstoffmassenstrom in kg/s ist daher bereits der Heizwert sowie der GT-Wirkungsgrad berücksichtigt.

Das Modell besteht aus einer Reihe von Übertragungsfunktionen, die das dynamische Verhalten beschreiben, sowie einigen nichtlinearen Funktionen, die anlagenspezifisch parametrisiert sind, um beispielsweise die Turbinenaustrittstemperatur abzubilden. Diese Parameter sowie die Zeitkonstanten sind für eine Reihe von beispielhaften Gasturbinen im Leistungsbereich bis 100 MW gegeben. Die für das dynamische Verhalten maßgeblichen Zeitkonstanten variieren dabei nur in sehr geringem Umfang, sodass das Modell in guter Näherung auch zur Abbildung größerer Gasturbinen eingesetzt werden kann.

Die Leistungsregelung der Gasturbine, d.h. die Anpassung des Brennstoffmassenstroms als Funktion des Leistungsregelfehlers, ist hier nicht innerhalb der Grenzen des Gasturbinenmodells implementiert. Für gewöhnlich ist die Leistungsregelung der Gasturbine hierarchisch aufgebaut. Diese Hierarchie ist in Abbildung 2-4 basierend auf [23] dargestellt. Überlagerte Führungsregler generieren dabei über eine Minimalwertauswahl den Sollwert für den Brennstoffmassenstrom. Unterlagerte Folgeregler sorgen dafür, dass dieser Sollwert tatsächlich über die Regelventile eingestellt wird. Die unterlagerte Folgeregelung hat darüber hinaus die Aufgabe, zwischen verschiedenen Brennstoffen auszuwählen bzw. geeignet zu mischen. Diese Regelstrukturen sind hier vereinfacht durch den gestrichelten Block dargestellt. Da eine Implementierung der unterlagerten Regler den notwendigen Detaillierungsgrad für das Simulationsmodell übersteigen würde, werden die unterlagerten Regler vereinfacht durch eine entsprechende Verzögerung abgebildet.

Die Minimalwertauswahl berücksichtigt neben der eigentlichen Leistungsregelung noch



**Abbildung 2-4: Kaskadierte Leistungsregelung auf Gasturbinenebene (angepasst aus [23])**

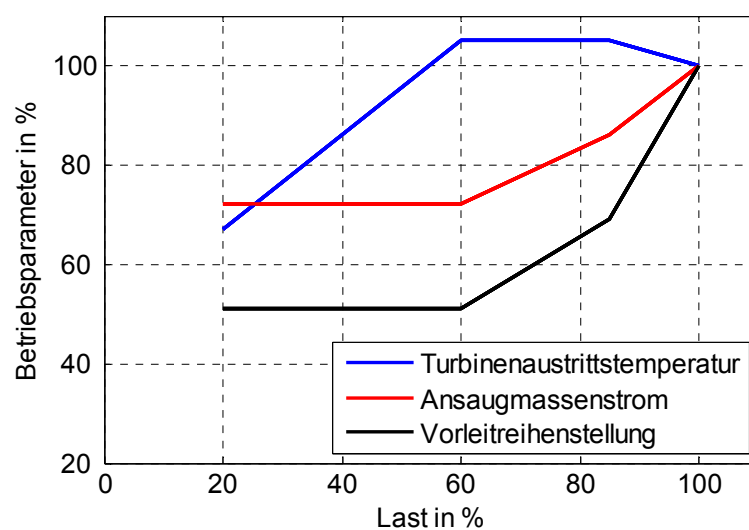
weitere Regler. Turbinentemperaturregler (nicht zu verwechseln mit der Temperaturregelung über die Vorleitreihen), Verdichterdruckverhältnisregler und Grenzleistungsregler stellen sicher, dass die Gasturbine ständig innerhalb des zulässigen Arbeitsbereichs betrieben wird. Im regulären Betrieb greifen diese Begrenzungsregler allerdings nicht ein, sodass auf eine Implementierung an dieser Stelle ohne Beschränkung der Modellgültigkeit verzichtet werden kann. Der Leistungsregler umfasst in der Regel zusätzlich eine Drehzahlregelung, die allerdings im regulären Netzbetrieb nicht zum Einsatz kommt, da die Drehzahl durch das Verbundnetz vorgegeben wird. Dies bedeutet, dass die Leistungsregelung alleine vom Regelfehler zwischen Gasturbinenleistungssollwert und -istwert,  $\varepsilon_{P,GT}$ , abhängt.

Auf eine Validierung des Gasturbinenmodells wird an dieser Stelle verzichtet und auf [44] verwiesen.

### 2.2.3 Grundlagen der Modellierung des Abhitzedampferzeugers

Abhitzedampferzeuger können, wie auch gefeuerte Dampferzeuger, auf Basis unterschiedlicher Technologien gebaut sein. Traditionellerweise sind die Abhitzedampferzeuger von Kombianlagen Trommelkessel, in Ausführung mit bis zu drei Druckniveaus [23]. Neuere Anlagen werden jedoch vielfach als Zwangdurchlaufdampferzeuger konzipiert, wobei hier verschiedene Hersteller in Frage kommen (siehe [47; 34] für eine Übersicht). Zwangdurchlaufdampferzeuger haben den Vorteil höherer Drücke und damit höherer Wirkungsgrade, sind aber auch hinsichtlich einer flexiblen Fahrweise den Trommelkesseln vorzuziehen. Dickwandige Bauteile wie Sammler und insbesondere die HD-Trommel sind ein begrenzendes Element bei transienten Vorgängen wie Lastwechseln oder An- und Abfahrvorgängen. Die HD-Trommel entfällt in Zwangdurchlaufdampferzeugern, wodurch diese Beschränkung entschärft werden kann [23; 22]. Eine Übersicht über die verschiedenen Technologien ist beispielsweise in [48] und [33] gegeben. Aus den genannten Gründen werden in dieser Arbeit Abhitzedampferzeuger in Zwangdurchlauftechnologie untersucht. Mit den Kraftwerken Irsching 4 [49] und Lausward [50] sind auch zwei der jüngsten deutschen Kombikraftwerke mit einem Zwangdurchlaufdampferzeuger ausgerüstet.

Abhitzedampferzeuger und Gasturbine, bzw. die beiden Modelle, sind über den Abwärmestrom gekoppelt. Im realen Prozess besteht zudem eine leichte Rückkopplung vom Abhitzedampferzeuger auf die Gasturbine durch die Erhöhung des Abgasgedruckes, eine Berücksichtigung würde aber über den gewünschten Detaillierungsgrad des Modells hinausgehen [22]. Auch eine Vorwärmung des Brennstoffs durch Niederdruckdampf wird im Simulationsmodell nicht betrachtet, sodass die Kopplung nur in eine Richtung vorhanden ist. Die Dampferzeugung im Abhitzedampferzeuger hängt maßgeblich vom zur Verfügung gestellten Abwärmestrom der Gasturbine ab. Dieser hängt sowohl von der Turbinenausrittstemperatur als auch dem Austrittsmassenstrom ab [22]. Der Austrittsmassenstrom stimmt dabei in guter Näherung mit dem Ansaugmassenstrom überein. Abbildung 2-5 zeigt qualitativ über der Leistung aufgetragen den Zusammenhang dieser Größen. Die Stellung der Vorleitreihen dient dabei zur Regelung der GT-Austrittstemperatur über den Ansaugmassenstrom als Stellgröße. Im unteren Leistungsbereich wird die Gasturbine zunächst mit konstantem Massenstrom betrieben, bis die gewünschte Austrittstemperatur erreicht ist. Bei einer weiteren Leistungserhöhung wird anschließend der Ansaugmassenstrom derart erhöht, dass die Turbinenausrittstemperatur auf einem konstanten Wert bleibt [21]. Teilweise wird in einem gewissen Lastbereich eine Überhöhung der GT-Austrittstemperatur zugunsten eines besseren Teillastwirkungsgrades gewählt [51]. Andere Darstellungen wie beispielsweise [52] zeigen dabei eine konstante



**Abbildung 2-5: Abhängigkeit der Betriebsparameter Turbinenausrittstemperatur, Ansaugmassenstrom und Vorleitreihenstellung in Abhängigkeit der Last (eigene Darstellung von Daten aus [23])**

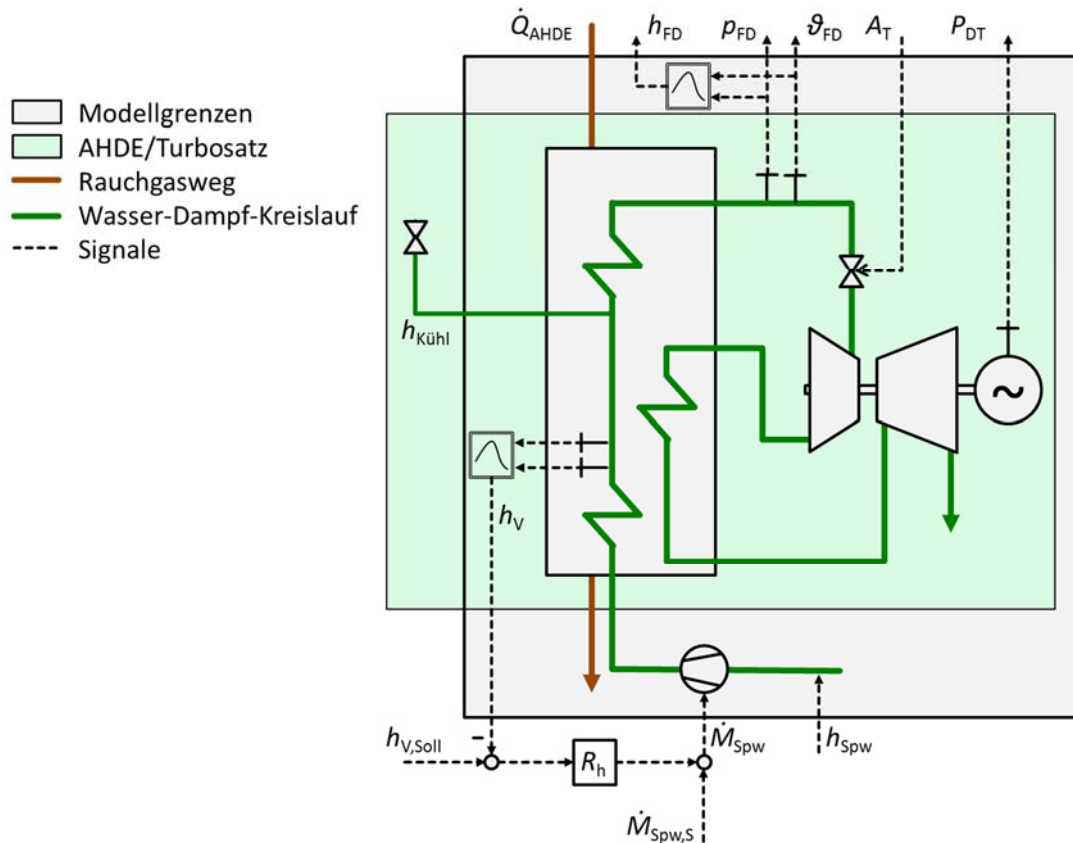
Turbinenaustrittstemperatur, die 100% nicht überschreitet.

Die Speisewasserregelung unterscheidet sich bei Zwangdurchlaufdamperzeugern technologiebedingt von der bei Trommelkesseln [33]. Der Verdampfungsendpunkt ist variabel und nicht wie bei Trommelkesseln durch die Trommel vorgegeben. Für die Speisewasserregelung werden Druck und Temperatur am Verdampferaustritt gemessen und daraus die Dampfenthalpie  $h_v$  berechnet, die als Hilfsregelgröße an Stelle des Trommelwasserstandes dient. Da Anfahrvorgänge mit dem Modell nicht abgebildet werden sollen, können Besonderheiten diesbezüglich außer Acht gelassen werden.

Der Wasser-Dampf-Kreislauf im Abhitzedampferzeuger wird im Simulationsmodell nicht geschlossen. Das Modell beschränkt sich auf die für die Stromerzeugung relevanten Dynamiken, sodass das kalte Ende des Prozesses nicht berücksichtigt wird. Der Kondensator ist somit nicht Teil des Modells. Darüber hinaus wird auch der Speisewasserbehälter nicht modelliert, sodass die Eingangsgrößen in das Modell der Speisewassermassenstrom  $\dot{M}_{\text{spw}}$  sowie dessen Enthalpie  $h_{\text{spw}}$  sind.

Das aus den obigen Erläuterungen und Annahmen resultierende Modell des Abhitzedampferzeugers mit seinen Ein- und Ausgangsgrößen zeigt Abbildung 2-6. Die Modellgrenzen sind durch den schwarzen Rahmen gegeben. Der Wasser-Dampf-Kreislauf besteht dabei aus dem Verdampfer mit Economiser sowie einer einstufigen Überhitzung und einer Zwischenüberhitzung ohne Einspritzung. Abhitzedampferzeuger werden als Mehrdrucksysteme ausgeführt, um die zur Verfügung stehende Abwärme bestmöglich auszunutzen. Aufgrund der Dominanz des HD-Teils wird auf eine derartige Aufteilung im Rahmen dieser Arbeit bei der Modellierung verzichtet, sodass alle Druckniveaus zusammengefasst im HD-Teil abgebildet werden.

Im Zweiphasengebiet ist der Zustand des Arbeitsmediums durch die Temperatur nicht eindeutig beschrieben. Daher wird an Stelle von Dampftemperaturen im gesamten Modell mit der spezifischen Enthalpie  $h$  in kJ/kg gearbeitet. Auch wenn der Verdampfungsendpunkt lastabhängig variiert, wird die gemessene Enthalpie nach dem „Verdampfer“ mit  $h_v$  bezeichnet. Die Frischdampfenthalpie  $h_{\text{fD}}$  direkt vor dem Turbinenventil ist die zweite



**Abbildung 2-6: Modell des Abhitzedampferzeugers inklusive Turbosatz mit Ein- und Ausgangsgrößen**

wichtige Enthalpiegröße im Modell. Der Druck wird ebenfalls an dieser Stelle als Frischdampfdruck  $p_{FD}$  modelliert.

Die Speisewasserregelung bzw. Enthalpieregulation ist als wichtigste Regelung auf der Ebene des Abhitzedampferzeugers ebenfalls modelliert, siehe Abbildung 2-6. Die Aufgabe der Enthalpieregulation ist es, den Speisewassermassenstrom an den zur Verfügung stehenden Abwärmestrom anzupassen [53]. Es gibt verschiedene Varianten der Speisewasserregelung für Zwangdurchlaufdampferzeuger [53; 33]. Für die Simulationsuntersuchungen wird eine Variante aus der VDI-Richtlinie 3506 zur „Speisewasserregelung für Durchlaufdampferzeuger in konventionellen Kraftwerken“ [53] übernommen. Darin wird aus Druck und Temperatur am Verdampferaustritt die Dampfenenthalpie berechnet. Diese wird mit einem Sollwert  $h_{V,Soll}$  verglichen und auf einen PI-Regler aufgeschaltet. Der Regelfehler kann hierbei noch mit einem lastabhängigen Faktor multipliziert werden, um die Verstärkung des Regelkreises über den gesamten Lastbereich konstant zu halten. Zum geregelten Speisewassermassenstrom



wird schließlich zur Steuerung das Signal  $\dot{M}_{Spw,S}$ , basierend auf dem Leistungssollwert, addiert.

Die Frischdampf­temperatur wird wie bei befeuerten Dampferzeugern klassischerweise über eine Einspritzung geregelt. Dies ist im Modell über die Küh­lenthalpie  $h_{Kühl}$  abgebildet.  $h_{Kühl}$  steht für die Enthalpiedifferenz über der Einspritzung, d.h. die Reduzierung der spezifischen Dampfenthalpie, die durch den Einspritzmassenstrom erzielt wird. Bei dieser vereinfachten Modellierung wird bewusst auf den Einfluss der Einspritzung auf die Massenbilanz verzichtet. Diese Betrachtungsweise ist dadurch begründet, dass das Speisewasser in erster Linie zur Anpassung der Wassermenge im Dampferzeuger genutzt wird, und auch nur diese Größe in der Steuerung berücksichtigt wird.

In der Regel werden kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke im *natürlichen Gleitdruckbetrieb* betrieben. Hierbei sind die Turbinenventile konstant voll geöffnet. Um auch andere Betriebsarten, wie z.B. *modifizierten Gleitdruckbetrieb*, abbilden zu können, ist das Turbinenventil (bzw. dessen Öffnungsgrad  $A_T$ ) im Modell enthalten. Wenngleich in der Regel bei Dampfturbinen mehrere Ventile koordiniert aktiv sind, wird im Modell ein äquivalentes Turbinenventil angenommen [21].

Zusammengefasst ergeben sich die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells gemäß Tabelle 1.

**Tabelle 1: Ein- und Ausgangsgrößen des Simulationsmodells des Abhitzedampferzeugers**

Größe	Typ	Einheit	Beschreibung
$\dot{Q}_{AHDE}$	Eingang	MW	Auf Wasser/Dampf übertragener Abwärmestrom
$\dot{M}_{Spw}$	Eingang	kg/s	Speisewassermassenstrom
$h_{Kühl}$	Eingang	kJ/kg	Enthalpiedifferenz über Einspritzung
$A_T$	Eingang	p.u.	Turbinenventilöffnung
$h_{Spw}$	Eingang	kJ/kg	Speisewasserenthalpie
$h_V$	Ausgang	kJ/kg	Enthalpie nach Verdampfer
$h_{FD}$	Ausgang	kJ/kg	Frischdampfenthalpie
$p_{FD}$	Ausgang	bar	Frischdampfdruck
$P_{DT}$	Ausgang	MW	Leistung Dampfturbine

## 2.2.4 Simulationsmodell des Abhitzedampferzeugers

Im Folgenden werden die dynamischen Zusammenhänge des Simulationsmodells beschrieben. Die Parameter des Modells sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Das Modell beinhaltet im Wesentlichen zwei Dynamiken, die Druckdynamik sowie die Enthalpiedynamik.

Die Druckdynamik ergibt sich aus der Bilanz aus eingespeister und ausgespeister Dampfmenge. Dieses Teilmodell orientiert sich an dem in der VDI-Richtlinie „Blockführung von Wärmekraftwerken“ vorgestellten Modell [54]. Der Druck im Abhitzedampferzeuger wird somit zwar dynamisch modelliert, jedoch nicht örtlich aufgelöst. Ein Druckverlust über die Rohrlänge wird daher vernachlässigt. Aus dem Speisewassermassenstrom ergibt sich über ein Verzögerungsglied die Zwischengröße *erzeugter Dampfstrom* ( $\dot{M}_{DE}$ ) gemäß Gleichung (2):

$$\frac{d}{dt} \dot{M}_{DE} = \frac{1}{T_{mDE}} (\dot{M}_{Spw} - \dot{M}_{DE}) \quad (2)$$

Der erzeugte Dampfstrom wird mit dem auf die Turbine abgeführten Frischdampfmassenstrom  $\dot{M}_{FD}$  bilanziert. Damit ergibt sich die im Dampferzeuger gespeicherte Wasser- bzw. Dampfmenge zu:

$$\frac{d}{dt} M_{AHDE} = \frac{d}{dt} \rho V_{AHDE} = \dot{M}_{DE} - \dot{M}_{FD} \quad (3)$$

In Gleichung (3) steht  $\rho$  für die mittlere Dichte des Arbeitsmediums, die sowohl von dessen Temperatur (bzw. Enthalpie) als auch dessen Druck abhängt. Für ein konstantes Dampferzeugervolumen  $V_{AHDE}$  kann Gleichung (3) mit Hilfe des totalen Differentials der Dichte formuliert werden als:

$$\dot{M}_{DE} - \dot{M}_{FD} = V_{AHDE} \frac{d}{dt} \rho(p, h) = V_{AHDE} \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial h} \frac{dh}{dt} \right) \quad (4)$$

Hieraus ergibt sich direkt der Zusammenhang für die Druckdynamik im Abhitzedampferzeuger (Gleichung (5)). Aufgrund des überwiegenden Zu- bzw. Abstroms ergeben sich entsprechend Druckerhöhungen bzw. -absenkungen. Aus der Größe des

Dampfspeichers ergibt sich daraus die Speicherzeitkonstante  $T_{sp}$  (siehe [54]). Darüber hinaus besteht eine Kopplung zur Enthalpiedynamik aufgrund der Druckabhängigkeit der Enthalpie.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V_{AHDE} \frac{\partial \rho}{\partial p}} \left( \dot{M}_{DE} - \dot{M}_{FD} - V_{AHDE} \frac{\partial \rho}{\partial h} \frac{dh}{dt} \right) \quad (5)$$

In Abhängigkeit der Turbinenventilstellung bzw. der Ventilöffnung  $A_T$  ergibt sich aus dem Druck der Frischdampfmassenstrom [21; 54; 55]. Hierbei gilt:

$$\dot{M}_{FD} = p_{FD} \cdot A_T \cdot pm \quad (6)$$

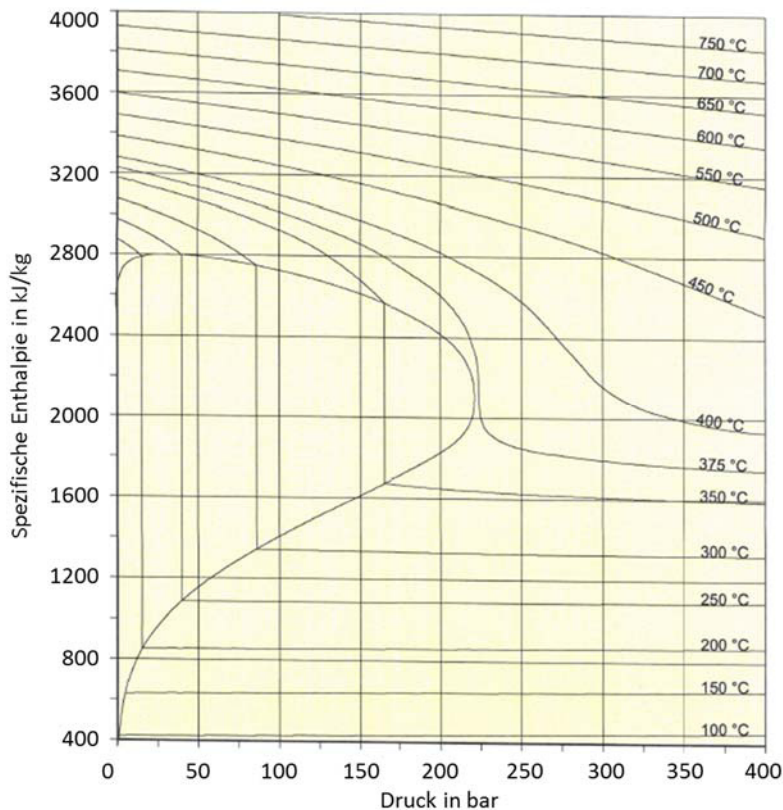
Der Parameter  $pm$  dient der Umrechnung zwischen Druck und Massenstrom und kann aus den Nennparametern des Dampferzeugers berechnet werden mit  $pm = \dot{M}_{FD,Nenn} / p_{FD,Nenn}$ .

Die Gesamtleistung der Turbine ergibt sich allgemein zunächst als Produkt von Dampfmassenstrom und Enthalpiegefälle  $\Delta h$  [11] gemäß Gleichung (7) zu:

$$P = \dot{M} \cdot \Delta h \quad (7)$$

Beim Betrieb von Kraftwerken kann davon ausgegangen werden, dass die Frischdampf Temperatur näherungsweise konstant ist, bzw. unabhängig von der Betriebsart nicht nennenswert von ihrem konstanten Sollwert abweicht [21]. Die Frischdampfenthalpie hängt jedoch deutlich stärker von der Frischdampf Temperatur ab als vom Frischdampfdruck. Diese Abhängigkeit ist im  $h,p$ -Diagramm in Abbildung 2-7 dargestellt. Hier ist die spezifische Enthalpie als Funktion von Druck und Temperatur aufgetragen. Je größer die Temperatur, desto geringer wird der Einfluss des Drucks auf die Dampfenthalpie, wobei für die Frischdampf Temperatur der Bereich um 550°C relevant ist. Aufgrund dieser Zusammenhänge wird die Enthalpieabhängigkeit der Leistung vernachlässigt, sodass die Leistung der Dampfturbine als proportional zum Dampfstrom betrachtet wird.

Die Turbine besteht aus einem Hochdruckteil sowie einem Mittel-/Niederdruckteil (MDND). Aufgrund der Zwischenüberhitzung kommt es zu einer Verzögerung zwischen dem Massenstrom im Hochdruckteil der Turbine ( $\dot{M}_{FD}$ ) und dem Massenstrom im Mittel-/Niederdruckteil ( $\dot{M}_{MDND}$ ), wobei die beiden Massenströme im stationären Betrieb gleich



**Abbildung 2-7: h,p-Diagramm von Wasser/Dampf**

sind<sup>5</sup> [54]. Der Parameter  $\alpha \in [0,1]$  steht für den Anteil der Hochdruckturbine an der Gesamtleistung, demzufolge entspricht der Faktor  $1-\alpha$  dem Anteil der MDND-Turbine. Somit ergibt sich für die Leistung der Dampfturbine der folgende Zusammenhang:

$$P_{DT} = \alpha \cdot \dot{M}_{FD} \cdot mP + (1-\alpha) \cdot \dot{M}_{MDND} \cdot mP \quad (8)$$

Der Parameter  $mP$  steht dabei für die Umrechnung von Massenströmen in kg/s in die äquivalente Leistung in MW.

Die zweite wesentliche Dynamik des Abhitzedampferzeugermodells ist die Enthalpiedynamik bei der Dampferzeugung und Überhitzung. Diese hängt maßgeblich von der zur Verfügung stehenden Abwärme der Gasturbine ab. In Abhängigkeit von der im Dampferzeuger vorhandenen Wasser- bzw. Dampfmenge resultiert daraus eine gewisse Erhöhung der spezifischen Enthalpie des Arbeitsmediums. Diese spezifische Wärmezufuhr wird mit  $q$  bezeichnet und berechnet sich aus dem genutzten Anteil des Abwärmestroms und dem Speisewassermassenstrom:

<sup>5</sup> Dies gilt unter der Annahme, dass wie beschrieben im Modell nur eine Druckstufe bei der Verdampfung betrachtet wird.

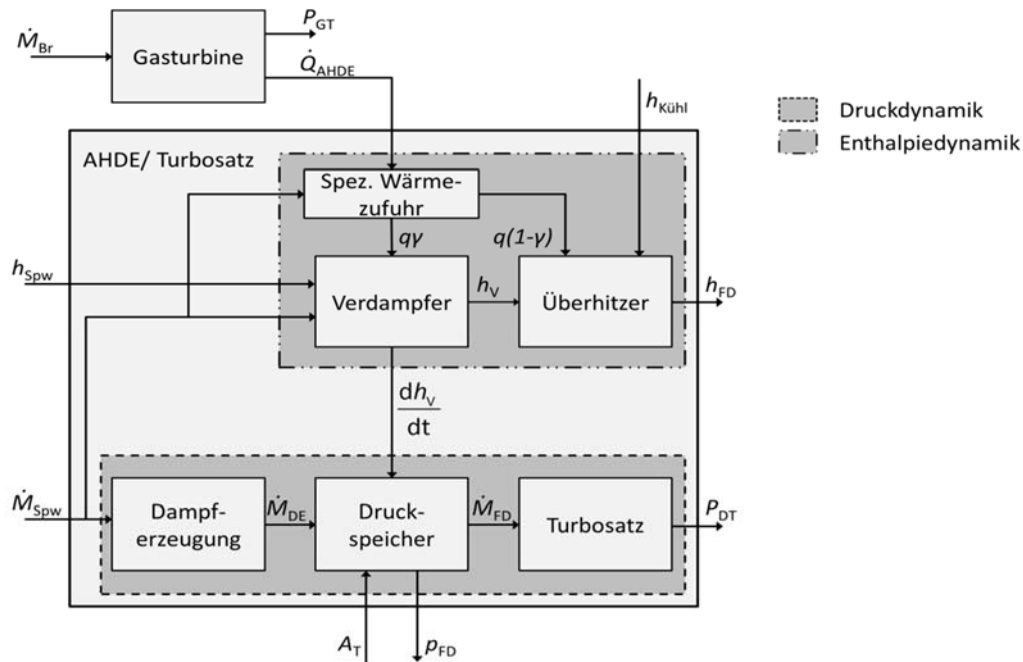


Abbildung 2-8: Blockschaltbild der Struktur des Simulationsmodells der Kombianlage

$$q = \frac{\dot{Q}_{\text{AHDE}}}{\dot{M}_{\text{Spw}}} \quad (9)$$

Die Heizflächen des Abhitzedampferzeugers werden vereinfachend zu zwei Verdampferheizflächen und einer Überhitzerheizfläche zusammengefasst. Hier wird die Dampfenthalpie in Abhängigkeit der spezifischen Wärmezufuhr  $q$  und der Enthalpie des vorangehenden Heizflächenelements über ein Verzögerungsglied erhöht. Die Gleichungen für die drei Heizflächenelemente lauten:

$$\frac{d}{dt} h_{v,1} = \frac{1}{T_V} \left( h_{\text{Spw}} + q \cdot \frac{\gamma}{2} - h_{v,1} \right) \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} h_V = \frac{1}{T_V} \left( h_{v,1} + q \cdot \frac{\gamma}{2} - h_V \right) \quad (11)$$

$$\frac{d}{dt} h_{\text{FD}} = \frac{1}{T_{\text{ÜH}}} \left( h_V + q \cdot (1 - \gamma) + h_{\text{kühl}} - h_{\text{FD}} \right) \quad (12)$$

$h_V$  beschreibt die Enthalpie am Austritt des Verdampfers,  $h_{v,1}$  stellt eine Zwischengröße innerhalb des Verdampfers dar. Die Frischdampfenthalpie wird mit  $h_{\text{FD}}$  bezeichnet. Bei der Dynamik des Überhitzers ist zudem die Regelung der Dampftemperatur durch die Einspritzkühlung  $h_{\text{kühl}}$  berücksichtigt. Der Parameter  $\gamma \in [0 \ 1]$  steht für den im Verdampfer

übertragenen Anteil der Wärme, der verbleibende Anteil  $1-\gamma$  wird in den Überhitzern übertragen.

Die beschriebenen Zusammenhänge sind im Blockschaltbild des Gesamtsimulationsmodells in Abbildung 2-8 zusammen mit dem Gasturbinenmodell dargestellt. Für eine zusammenfassende Darstellung der Modellgleichungen des Simulationsmodells des Abhitzedampferzeugers in Zustandsraumdarstellung wird auf Anhang A.1 verwiesen.

**Tabelle 2: Parameter des Simulationsmodells des Abhitzedampferzeugers**

Par.	Einheit	Beschreibung	Bestimmung	Wert	
$T_V$	s	Zeitkonstante Verdampfer	Identifikation	300	} Enthalpie- dynamik
$T_{UH}$	s	Zeitkonstante Überhitzer	Identifikation	100	
$T_{mDE}$	s	Zeitkonstante „Dampferzeugung“	Identifikation	30	} Druck-/Leistungs- dynamik
$T_{Sp}$	s	Speicherzeitkonstante	Identifikation	150	
$T_{MDND}$	s	Zeitkonstante MD/ND-Turbine	Identifikation	20	
$\alpha$	-	Anteil HD-Turbine an DT-Leistung	Design	0,33	
$\gamma$	-	Anteil Wärmeübertragung im Verd.	Identifikation <sup>6</sup>	0,67	
$pm$	$\frac{kg}{s \cdot bar}$	Umrechnung Druck in Massenstrom	Design	5,1	
$mP$	$\frac{MW \cdot s}{kg}$	Umrechnung Massenstrom in Leistung	Design	1,28	
$hp$	$\frac{kg^2}{m^3 kJ}$	Kopplung Enthalpie- zu Druckdynamik	Identifikation	65	

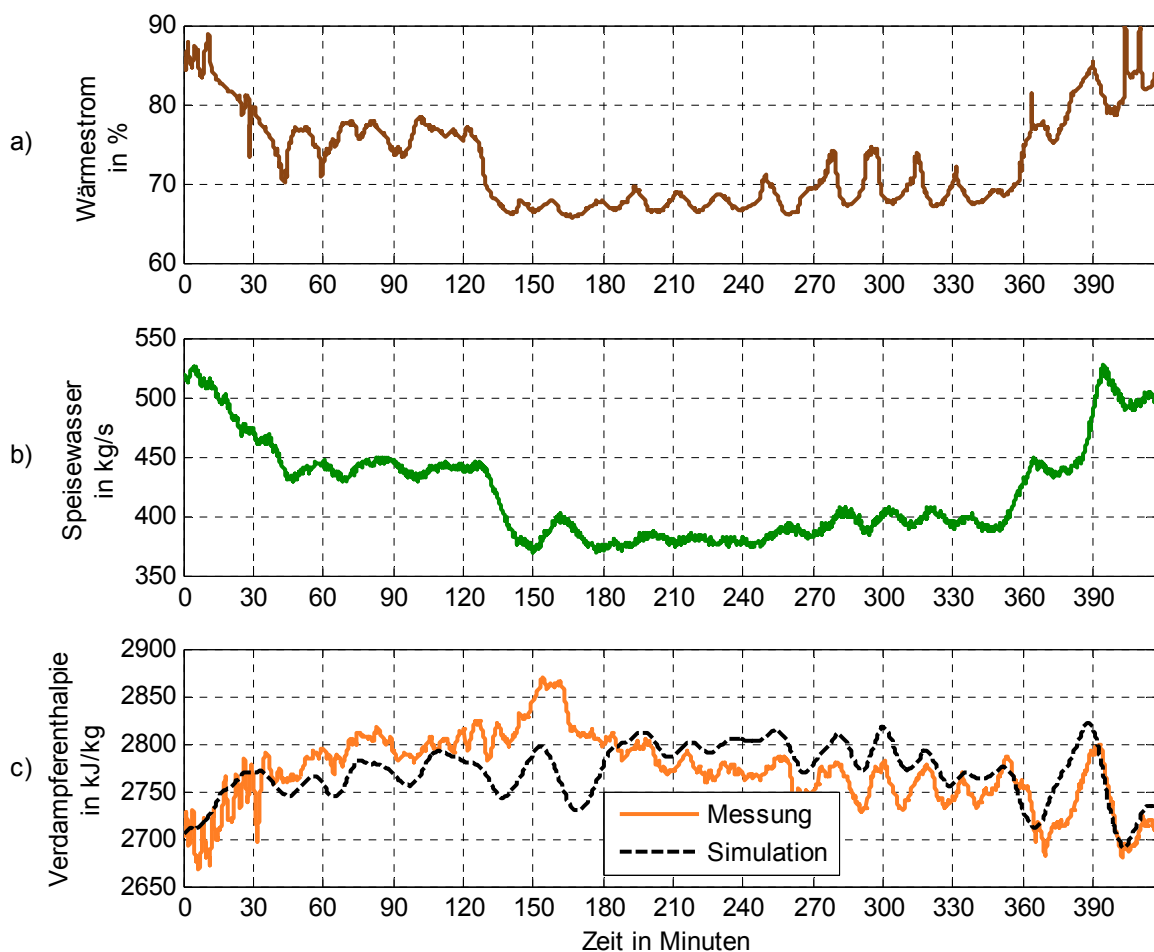
### 2.2.5 Validierung des Abhitzedampferzeugermodells

Um das beschriebene Modell in MATLAB zu implementieren, müssen geeignete Werte für die in Tabelle 2 dargestellten Parameter gefunden werden. Einige dieser Parameter können aus den Designparametern des jeweiligen Dampferzeugers übernommen werden. Andere müssen aus Messdaten identifiziert werden, vorrangig die Zeitkonstanten des Modells. Die

<sup>6</sup> Der Anteil der im Verdampfer übertragenen Wärme ist ein Designparameter des AHDE. Da diese Information jedoch in den verwendeten Validierungsdaten nicht enthalten ist, wird die Größe bei der Parameteridentifikation bestimmt.

zu identifizierenden Parameter sind in Tabelle 2 entsprechend gekennzeichnet, die Ergebnisse der Parameteridentifikation sind ebenfalls enthalten.

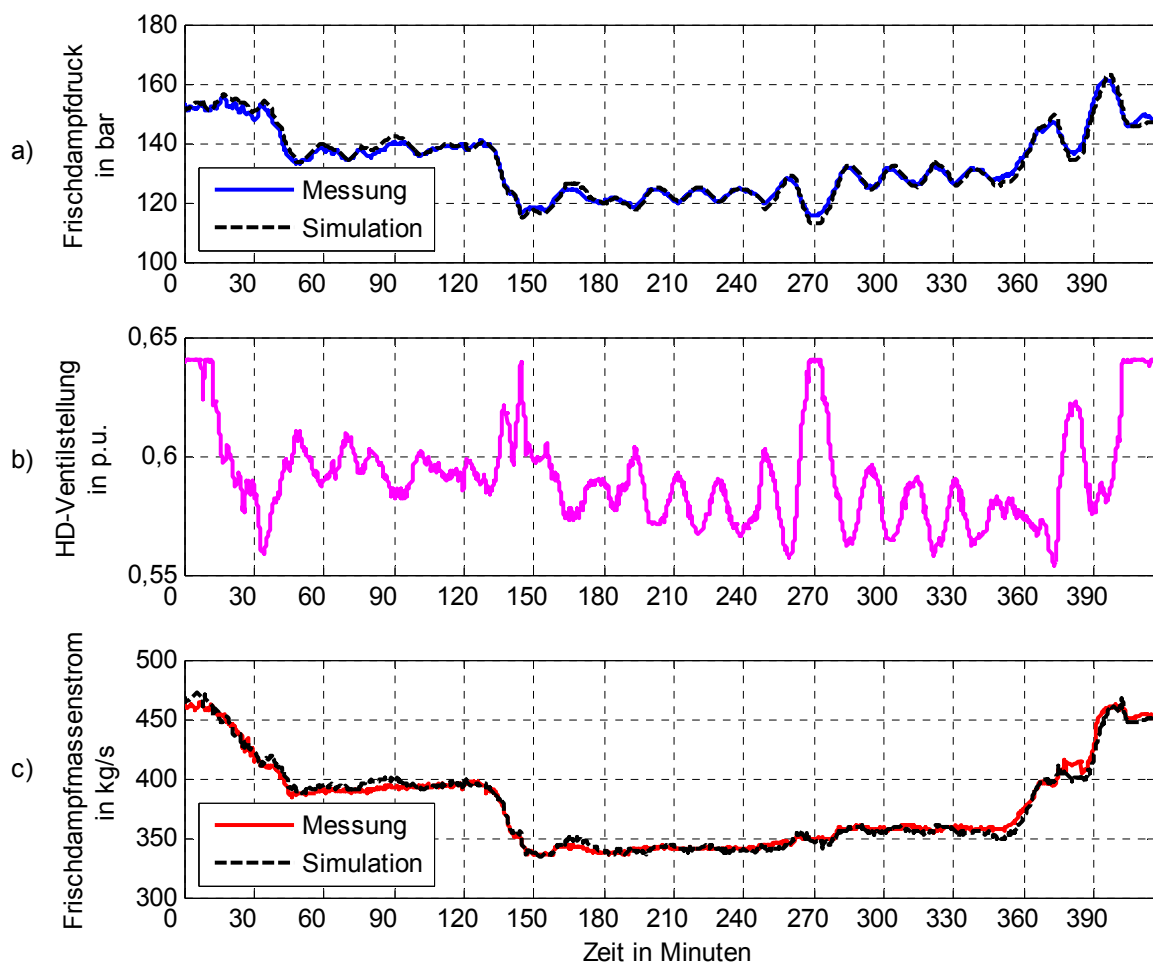
Aufgrund der zur Verfügung stehenden Messdaten wurde das Dampferzeugermodell anhand von Daten eines befeuerten Zwangdurchlaufdampferzeugers validiert. Zwar bestehen Unterschiede im Aufbau zwischen befeuerten Dampferzeugern und Abhitzedampferzeugern, Funktionsweise und grundlegende physikalische Zusammenhänge sind jedoch gleich. Der Abstraktionsgrad des Modells mit dem Fokus auf dem Verzögerungsverhalten der Anlage ermöglicht daher die gemeinsame Betrachtung beider Dampferzeugertypen. Unterschiede ergeben sich in den Werten der Modellparameter, Details hierzu sind in Anhang A.4 zusammengefasst. Aufgrund der Vertraulichkeit der Daten werden die im Folgenden dargestellten Messdaten anonymisiert, um keine Rückschlüsse auf den Kraftwerksblock zu ermöglichen. Messdaten sind in den folgenden Abbildungen in der jeweiligen Farbe dargestellt, die Simulationsergebnisse zum Vergleich in schwarz. Die Validierungsergebnisse



**Abbildung 2-9: Validierung der Enthalpiedynamik im Verdampfer**

umfassen die Enthalpiedynamik im Verdampfer, die Druckdynamik durch Dampferzeugung, Enthalpiedynamik der Überhitzer sowie den Turbosatz.

Abbildung 2-9 zeigt die Validierungsergebnisse der Enthalpiedynamik im Verdampfer. Die Eingangsdaten der Validierung, d.h. die Messdaten von übertragenem Wärmestrom<sup>7</sup> und Speisewassermassenstrom sind in Abbildung 2-9 a) und b) dargestellt. Die übertragene Wärmemenge und der Speisewassermassenstrom müssen aufeinander abgestimmt sein, damit die Heizflächen zu jeder Zeit ausreichend gekühlt sind. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2-9 a) und b) zu sehen. Abbildung 2-9 c) zeigt schließlich die Messwerte (orange) sowie die Simulationsergebnisse für die Enthalpie am Verdampferaustritt. Die wesentlichen dynamischen Zusammenhänge werden dabei qualitativ gut abgebildet. Erkennbare Abweichungen ergeben sich aus Einflüssen, die über den Grad der Detaillierung des Modells



**Abbildung 2-10: Validierungsergebnisse der Druckdynamik und HD-Ventile**

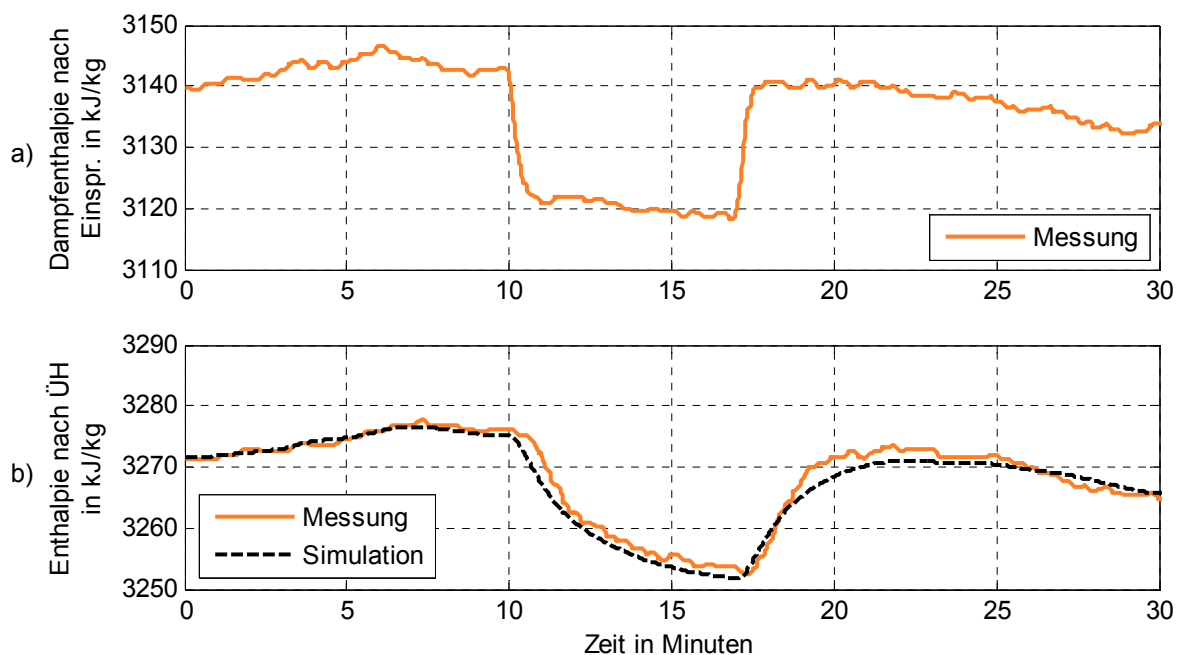
<sup>7</sup> Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{AHDE}}$  wird, da er nicht gemessen werden kann, aus dem Brennstoffmassenstrom näherungsweise bestimmt, siehe auch Anhang A.4



hinausgehen.

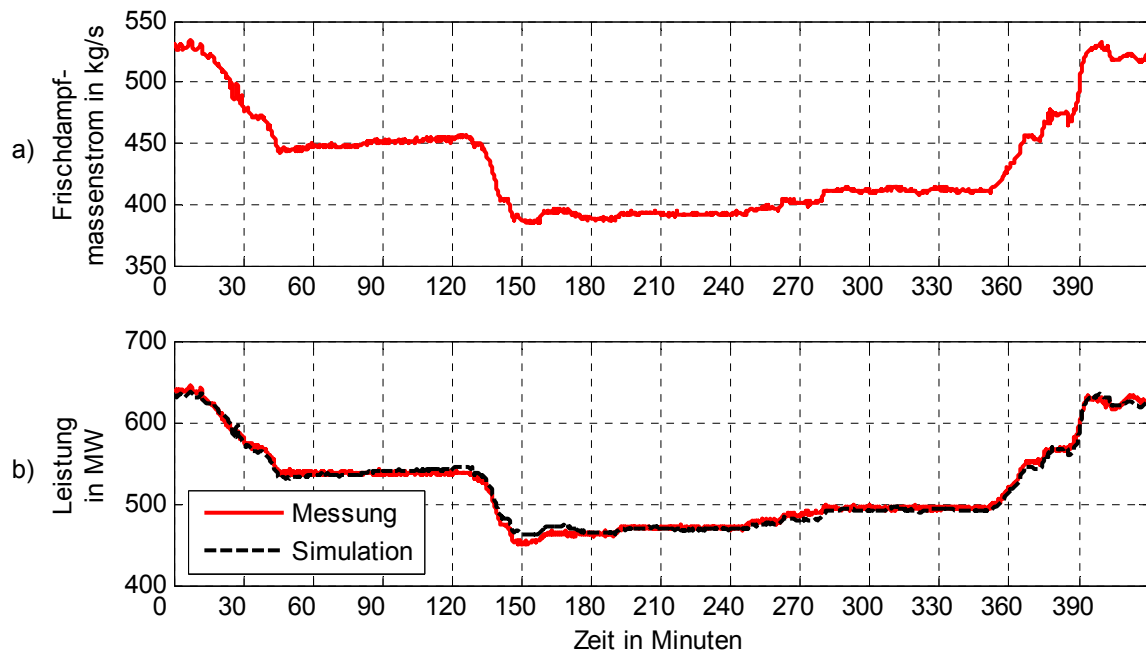
Abbildung 2-10 a) zeigt die Validierung der Druckdynamik. Es ist deutlich zu erkennen, dass der simulierte Frischdampfdruck (schwarz gestrichelt) sehr gut den Messdaten (blau) entspricht. Die Stellung der Hochdruckventile ist in Abbildung 2-10 b) dargestellt. Über die Hochdruckventile wird im gezeigten Datenausschnitt die Leistung geregelt. Dies ist am Frischdampfmassenstrom in Abbildung 2-10 c) zu erkennen. Auch hier stimmen die Simulationsergebnisse (schwarz gestrichelt) sehr gut mit den Messdaten (rot) überein.

Um das Teilmodell für die Überhitzer zu validieren, wurde das Modell mit einem Sprung in der Einspritzung zum Zeitpunkt  $t = 10$  Minuten angeregt, siehe Abbildung 2-11. Abbildung 2-11 a) zeigt den Verlauf der Dampfenthalpie nach der Einspritzung. Verzögert sinkt dadurch auch die Enthalpie am Austritt des Überhitzers ab (Abbildung 2-11 b)). Auch hier werden die Messwerte (orange) vom Modell (schwarz gestrichelt) sehr gut abgebildet.



**Abbildung 2-11: Validierung der Überhitzerdynamik**

Die Validierung des Modells des Turbosatzes zeigt Abbildung 2-12. Dabei zeigt die gute Übereinstimmung von Messwerten und Simulationsergebnissen, dass die Vernachlässigung der Enthalpieabhängigkeit der Leistung gerechtfertigt ist.



**Abbildung 2-12: Validierung des Modells des Turbosatzes**

## 2.3 Steuerungsentwurfsmodell

Das Steuerungsentwurfsmodell entspricht weitgehend dem Simulationsmodell, wobei an einigen Punkten geeignete Vereinfachungen vorgenommen worden sind. Diese sind notwendig, um das Modell für die Entwurfsmethodik handhabbar zu machen. In Kapitel 2.3.1 werden diese Vereinfachungen vorgestellt. Um zu überprüfen, dass das Entwurfsmodell die wesentlichen dynamischen Eigenschaften des detaillierten Simulationsmodells aufweist, wird in Kapitel 2.3.2 eine Validierung des Entwurfsmodells am Simulationsmodell durchgeführt.

### 2.3.1 Vereinfachungen des Entwurfsmodells

Das Entwurfsmodell umfasst einige Vereinfachungen gegenüber dem Simulationsmodell. Eine wesentliche Vereinfachung betrifft das Gasturbinenmodell. Das nichtlineare Simulationsmodell wird ersetzt durch ein lineares Modell erster Ordnung. Dadurch wird die Temperaturdynamik und –regelung der Gasturbine vernachlässigt und das Entwurfsmodell bildet lediglich die für die Blockführung relevante Leistungsdynamik ab.

Um die Modellordnung weiter zu reduzieren werden die Verdampferheizflächen im Abhitzedampferzeuger zu einem Element zusammengefasst. Darüber hinaus wird der Kopplungsterm zwischen Enthalpie und Druck eliminiert, wodurch sich die Struktur des Differentialgleichungssystems deutlich vereinfacht.

Der Turbosatz hat eine deutlich schnellere Dynamik als der Rest des Abhitzedampferzeugermodells. Somit können am Turbosatz Vereinfachungen vorgenommen werden, ohne das Gesamtverhalten maßgeblich zu beeinflussen. Daher werden der Hochdruck- sowie der Mittel-/Niederdruckteil der Turbine über eine gemittelte Zeitkonstante zusammengefasst.

Diese Vereinfachungen ermöglichen den Nachweis der *differentiellen Flachheit* des Modells, siehe Kapitel 3.4. Die Parameter sind die gleichen wie die des Simulationsmodells und können wiederum aus Tabelle 2 entnommen werden. Aufgrund des vereinfachten Gasturbinenmodells wird ein zusätzlicher Parameter  $PQ$  benötigt. Dieser dient zur Bestimmung des Wärmestroms in Abhängigkeit der Leistung der Gasturbine.

Ein Blockschaltbild der Struktur des Steuerungsentwurfsmodells ist in Abbildung 2-13 dargestellt. Komponenten, die gegenüber dem Simulationsmodell vereinfacht sind, sind rot

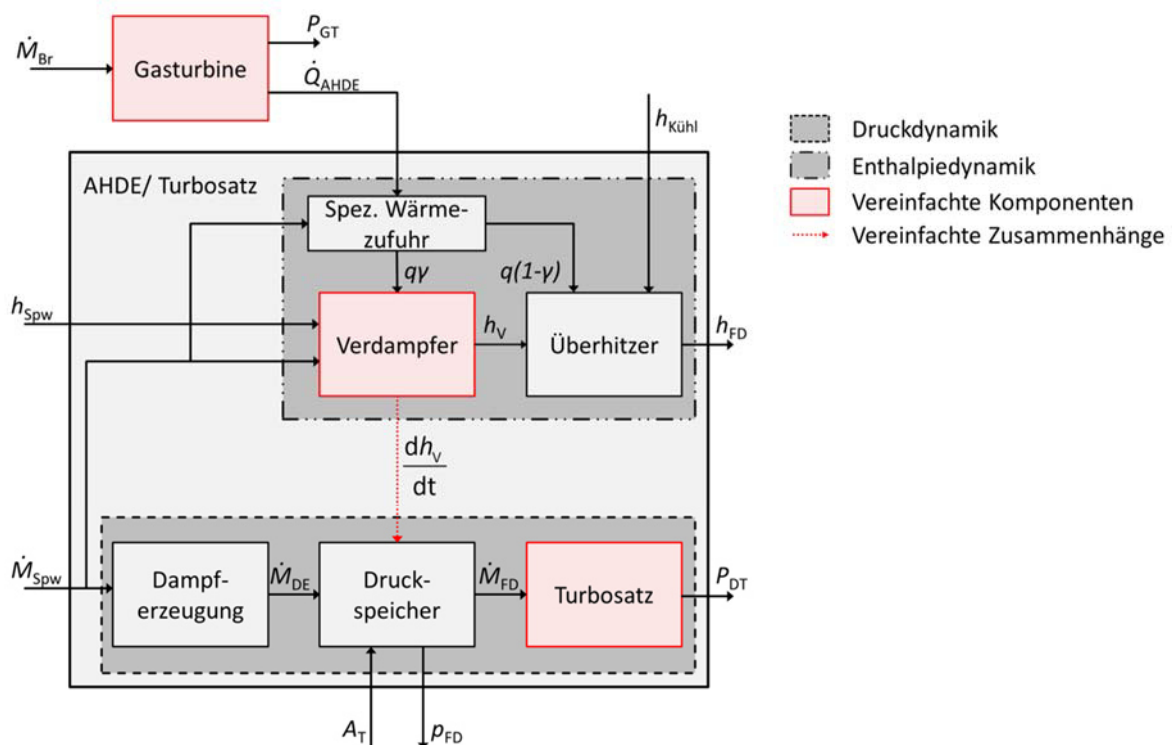


Abbildung 2-13: Blockschaltbild der Struktur des Steuerungsentwurfsmodells

hervorgehoben.

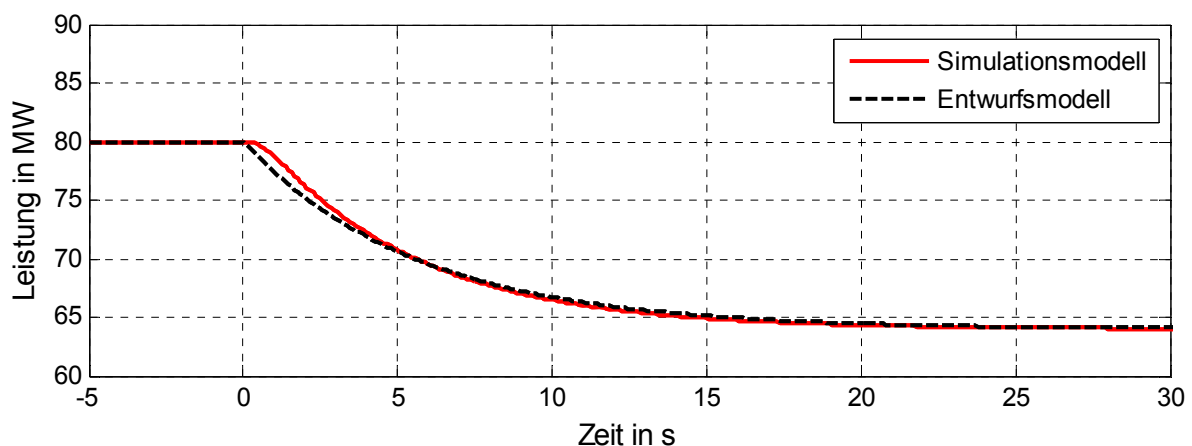
Für eine detailliertere Darstellung der Modellgleichungen in Zustandsraumdarstellung wird auf Anhang A.2 verwiesen.

### 2.3.2 Validierung des Entwurfsmodells

Die Gültigkeit des Steuerungsentwurfsmodells wird durch Vergleich mit dem bereits validierten Simulationsmodell überprüft. Die beiden Teilmodelle Gasturbine und Abhitzedampferzeuger werden getrennt betrachtet.

Zunächst wird der Verlauf der Leistung der Gasturbine bei sprunghaftiger Anregung durch den Brennstoffmassenstrom analysiert, siehe Abbildung 2-14. Zum Zeitpunkt  $t = 0\text{s}$  wird der Brennstoffmassenstrom sprunghaft abgesenkt. Die Gasturbinenleistung nimmt wie zu erwarten aufgrund der schnellen Dynamik der Gasturbine innerhalb weniger Sekunden ab. Da es sich beim Entwurfsmodell um ein Verzögerungsglied erster Ordnung handelt, nimmt die Leistung in den ersten Sekunden schneller ab als im Simulationsmodell. Darüber hinaus sind kaum Abweichungen erkennbar. Beide Modellantworten stimmten sehr genau überein, sodass das Teilmodell der Gasturbine zum Steuerungsentwurf eine gute Approximation des Simulationsmodells darstellt.

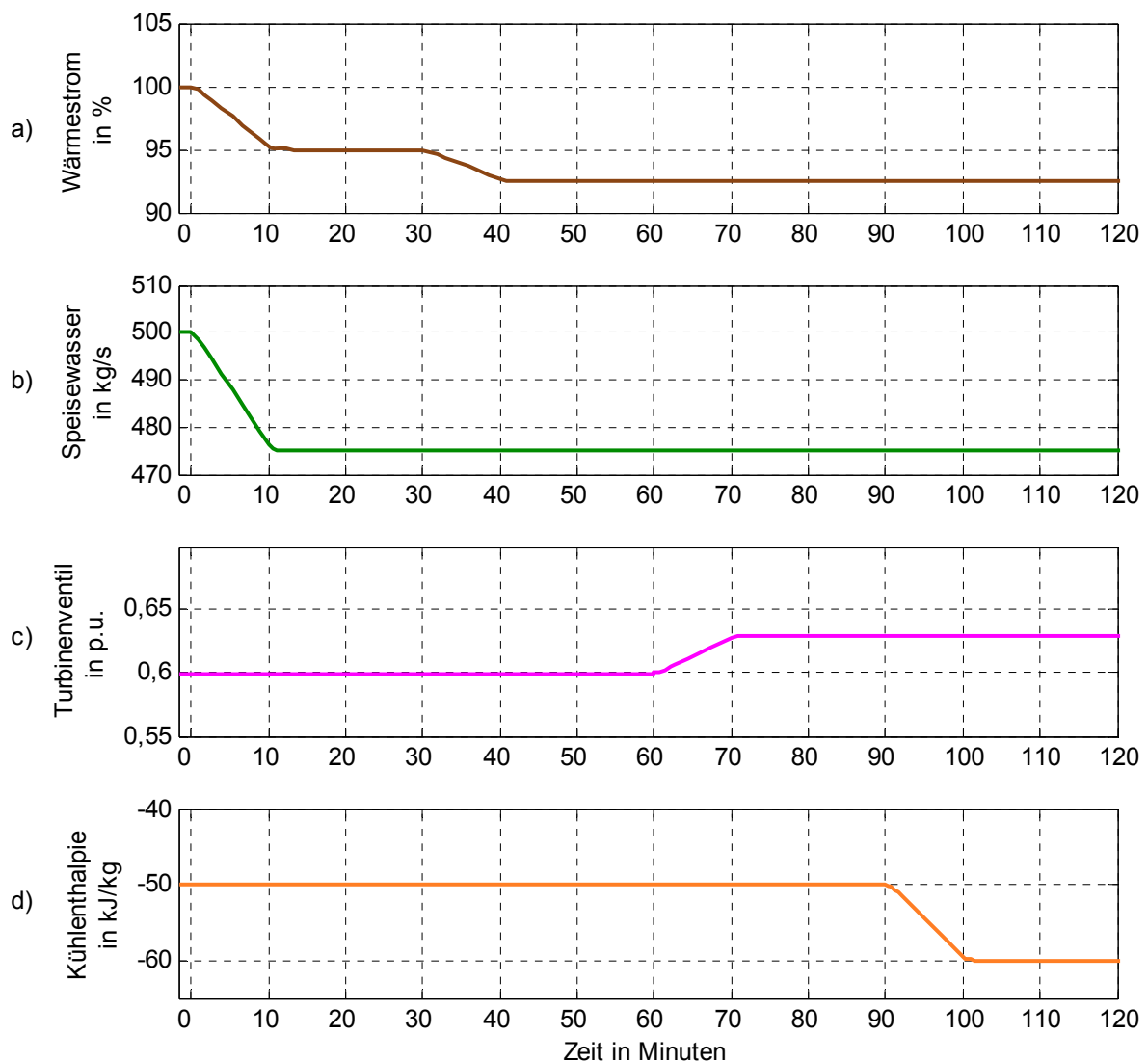
Zur Validierung des Steuerungsentwurfsmodells des Abhitzedampferzeugers gegenüber dem Simulationsmodell werden die beiden Modelle mit den in Abbildung 2-15 gezeigten



**Abbildung 2-14: Validierung des Steuerungsentwurfsmodells der Gasturbine durch Vergleich mit dem Simulationsmodell**

Eingangsgrößenverläufen beaufschlagt. Um das Modellverhalten zu plausibilisieren werden die Modelleingänge zwar nicht mit Sprüngen, jedoch mit definierten Rampen angeregt. Den Vergleich der Modellantworten zeigt Abbildung 2-16.

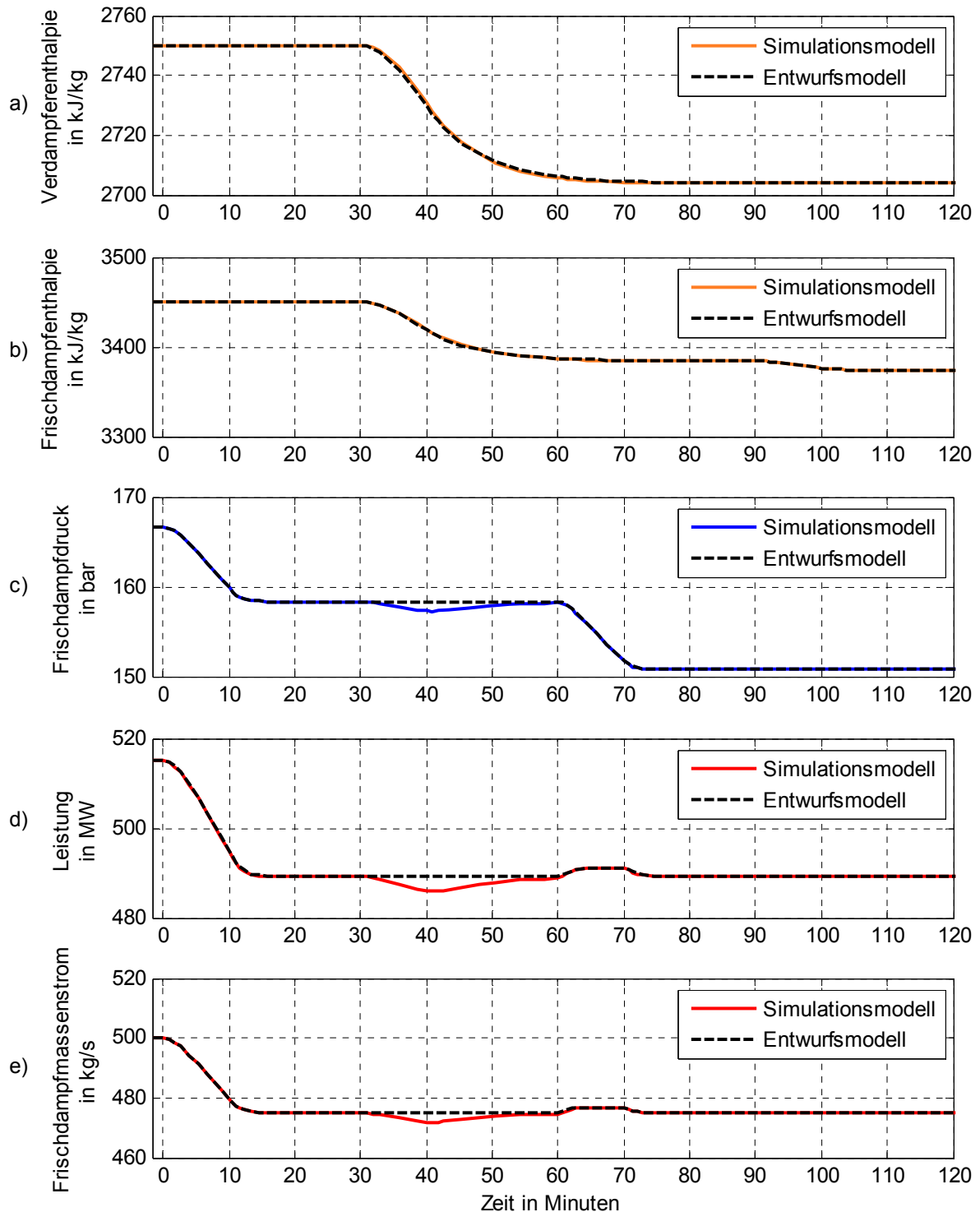
Zum Zeitpunkt  $t=0$  Minuten werden der Speisewassermassenstrom sowie der Abwärmestrom rampenförmig um jeweils 5% abgesenkt (Abbildung 2-15 a) und b)). Aufgrund der gleichförmigen Absenkung von Speisewasser und Abwärmestrom bleibt die spezifische Wärmezufuhr konstant, sodass sich die Enthalpie am Verdampferaustritt sowie die Frischdampfenthalpie nicht ändern (Abbildung 2-16 a) und b)). Durch die Absenkung des Speisewassermassenstroms wird Dampf aus dem Dampferzeuger ausgespeichert, der Druck sinkt ab (Abbildung 2-16 c)). Aufgrund der konstanten Turbinenventilstellung (Abbildung



**Abbildung 2-15: Eingangsgrößen bei der Validierung des Steuerungsentwurfsmodells**

2-15 c)) sinkt der Frischdampfmassenstrom proportional zum Druck, gleiches gilt für die Leistung (Abbildung 2-16 d) und e)).

Zum Zeitpunkt  $t = 30$  Minuten wird der Wärmestrom erneut rampenförmig abgesenkt. Bei gleicher Speisewassermenge sinkt die spezifische Enthalpieerhöhung des Arbeitsmediums,



**Abbildung 2-16: Validierung des Steuerungsentwurfsmodells des Abhitzedampferzeugers (schwarz) durch Vergleich mit dem Simulationsmodell (farbig)**

sodass die Enthalpien am Verdampferaustritt und des Frischdampfs entsprechend absinken (Abbildung 2-16 a) und b)). Das Absinken der Dampftemperatur hat eine höhere mittlere Dampfdichte zur Folge, sodass eine gewisse Dampfmenge eingespeichert wird. Dies führt zu einem vorübergehenden leichten Absinken von Druck und Leistung (Abbildung 2-16 c) bis e)). Dieser Effekt ist im Entwurfsmodell aufgrund der vernachlässigten Kopplung von Druck- und Enthalpiedynamik nicht berücksichtigt.

Nach 60 Minuten werden die Turbinenventile rampenförmig weiter geöffnet. Dadurch steigt die Leistung vorübergehend an, kehrt jedoch zu ihrem stationären Ausgangszustand zurück. Das zwischenzeitliche Ansteigen führt zum Ausspeichern von Dampf und daher zu einem Absinken des Drucks. Die Dampfenthalpie als Größe, die den Wärmeinhalt des Dampfes beschreibt, bleibt davon unbeeinflusst.

Schließlich wird nach 90 Minuten die Einspritzmenge der Temperaturregelung erhöht, was im Modell über ein Ansteigen der *Enthalpiedifferenz durch Einspritzung* erreicht wird. Dies hat keine Auswirkungen auf die Enthalpie am Verdampferaustritt, die Frischdampfenthalpie sinkt jedoch wie zu erwarten ab. Da an dieser Stelle keine Vereinfachungen gegenüber dem Simulationsmodell getroffen wurden, stimmen die Verläufe exakt überein. Da die Leistung in den Modellen nicht von der Frischdampfenthalpie abhängt sind hier keine Änderungen erkennbar.

Abbildung 2-16 zeigt, dass das dynamische Verhalten der beiden Modelle sehr gut übereinstimmt. Das Entwurfsmodell stellt somit eine günstige Vereinfachung des Simulationsmodells dar, wobei die wesentlichen dynamischen Eigenschaften erhalten bleiben.

### 2.3.3 Fazit Modellierung

Im Rahmen dieser Arbeit kommen zwei verschiedene Modelle zum Einsatz. Beide bestehen aus den Teilmodellen für die Gasturbine sowie den Abhitzedampferzeuger mit Dampfturbine.

Das Simulationsmodell umfasst ein gängiges Modell für die Gasturbine, das bereits validiert wurde und daher in der veröffentlichten Form übernommen wird. Für den Abhitzedampferzeuger mit Dampfturbine wird ein bestehendes Modell geeignet erweitert,

**Tabelle 3: Gegenüberstellung von Simulations- und Steuerungsentwurfsmodell**

	<b>Simulationsmodell</b>	<b>Steuerungsentwurfsmodell</b>
<b>Linearität</b>	nichtlinear	nichtlinear
<b>Modellordnung</b>	15	6
<b>Ausgangsgrößen</b>	Leistung GT und DT GT-Austrittstemperatur GT-Massenstrom Enthalpie nach Verdampfer Frischdampfenthalpie	Leistung GT und DT   Enthalpie nach Verdampfer Frischdampfenthalpie
<b>Eingangsgrößen (Stellgrößen)</b>	Brennstoffmassenstrom Vorleitriehenstellung Speisewassermassenstrom Enthalpiediff. über Einspritzung	Brennstoffmassenstrom  Speisewassermassenstrom Enthalpiediff. über Einspritzung

um alle relevanten dynamischen Zusammenhänge zwischen den interessierenden Größen abzubilden. Das Modell wurde anhand von Messdaten eines Zwangdurchlaufdamperzeugers validiert.

Das Steuerungsentwurfsmodell stellt eine Vereinfachung des Simulationsmodells dar, um die Anforderungen an den späteren Steuerungsentwurf zu erfüllen. Das dynamische Verhalten des Steuerungsentwurfsmodells wurde durch Vergleich mit dem komplexeren Simulationsmodell validiert.

Eine Gegenüberstellung der beiden Modelle ist in Tabelle 3 gegeben. Hier sind neben den Ein- und Ausgangsgrößen einige charakteristische Merkmale der Modelle aufgelistet. Die Farbgebung wird zur Unterscheidung der beiden Modelle in den folgenden Kapiteln wieder aufgegriffen.

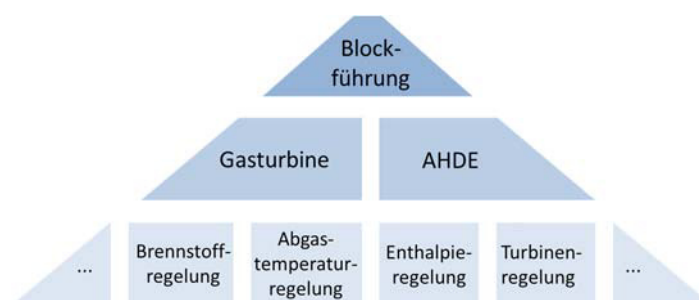


## 2.4 Blockführung kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke

Das Gesamtregelkonzept kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke ist hierarchisch aufgebaut [56], siehe Abbildung 2-17. Die oberste Ebene, die sogenannte Blockführung, umfasst die Leistungsregelung der Anlage. Sie ist dafür verantwortlich, die Leistung des Blocks dem gewünschten Sollwert bestmöglich nachzuführen. Unterlagerte Ebenen sind zunächst eingeteilt in Regelstrukturen auf Gasturbinenseite sowie auf Seite des Abhitzedampferzeugers und der Dampfturbine. Deren Regelkreise werden zu Funktionsgruppen wie beispielsweise Speisewasserpumpenregelung oder Temperaturregelung zusammengefasst. Funktionsgruppen beinhalten dabei wieder unterlagerte Regelungen auf Ansteuerungsebene von beispielsweise Stellventilen und Ähnlichem.

### 2.4.1 Klassisches Blockführungskonzept

Klassischerweise kommt auf der Blockführungsebene in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken eine reine Regelung zum Einsatz [56; 51]. Ein Blockschaltbild, das die Kombianlage und die zugehörige Leistungsregelung umfasst, ist in Abbildung 2-18 dargestellt. Grau hervorgehoben ist die Signalverarbeitung in der Leittechnik. Im Gegensatz zu den genannten Quellen wird in der VDI-Richtlinie 3508 zur „Blockregelung von Wärmekraftwerken“ bei der Leistungsregelung von Kombianlagen eine stationäre Vorsteuerung erwähnt [54]. Dabei wird zusätzlich zur Regelung ein dem Leistungssollwert proportionales Signal aufgeschaltet. Dies würde eine Verbesserung gegenüber der reinen Regelung bedeuten, ist allerdings nicht mit der modellbasierten Steuerung vergleichbar.



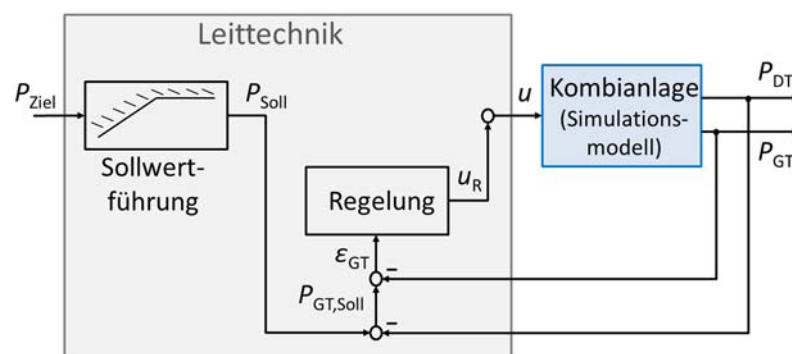
**Abbildung 2-17: Hierarchischer Aufbau des Gesamtregelkonzeptes kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke**

Beim klassischen Blockführungskonzept wird zunächst die Differenz aus dem Sollwert für die Gesamtleistung der Anlage  $P_{\text{Soll}}$  und der Leistung der Dampfturbine  $P_{\text{DT}}$  bestimmt. Diese Leistungsdifferenz muss durch die Gasturbine erbracht werden und entspricht daher dem Sollwert für die Gasturbinenleistung  $P_{\text{GT,Soll}}$ . Aus  $P_{\text{GT,Soll}}$  und dem Istwert der Gasturbinenleistung,  $P_{\text{GT}}$ , wird schließlich der Regelfehler  $\epsilon_{\text{GT}}$  gebildet, der auf den Regler aufgeschaltet wird. Als Regler kommen dabei klassische PI- oder PID-Regler zum Einsatz.

In Abbildung 2-19 a) wird das einführende Beispiel aus Kapitel 1.3 aufgegriffen. Für ein einfaches Modell der Kombianlage aus [27] wurde das klassische Blockführungskonzept implementiert. Der Vergleich von Messdaten und Simulationsergebnissen zeigt, dass mit dem Blockführungskonzept aus Abbildung 2-18 das Regelverhalten der realen Anlage sehr genau abgebildet wird. Abbildung 2-19 b) zeigt darüber hinaus, dass für dieses Regelkonzept bei rampenförmigen Sollwertänderungen mit deutlichen Abweichungen zwischen Soll- und Istwert zu rechnen ist.

Wie bereits in Abschnitt 1.2 angedeutet, ist die Regelung gut zur Ausregelung von Störungen geeignet, wenn die Kombianlage sich in einem stationären Arbeitspunkt befindet. Bei Arbeitspunktänderungen wie Lastwechseln treten jedoch störende Effekte auf, die in der Kopplung von Gas- und Dampfturbine begründet sind. Wann immer die Gasturbinenleistung durch den Regler angepasst wird, um dem Regelfehler entgegenzuwirken, verändert sich auch mit einer gewissen Verzögerung die Leistung der Dampfturbine. Diese Veränderung der Dampfturbinenleistung stört erneut das Gleichgewicht des Regelsystems. Die Leistung der Dampfturbine hat daher aus regelungstechnischer Perspektive die Wirkung einer Störgröße.

Dieser Effekt spielt bei der Ausregelung kleiner Störungen eine untergeordnete Rolle, weil

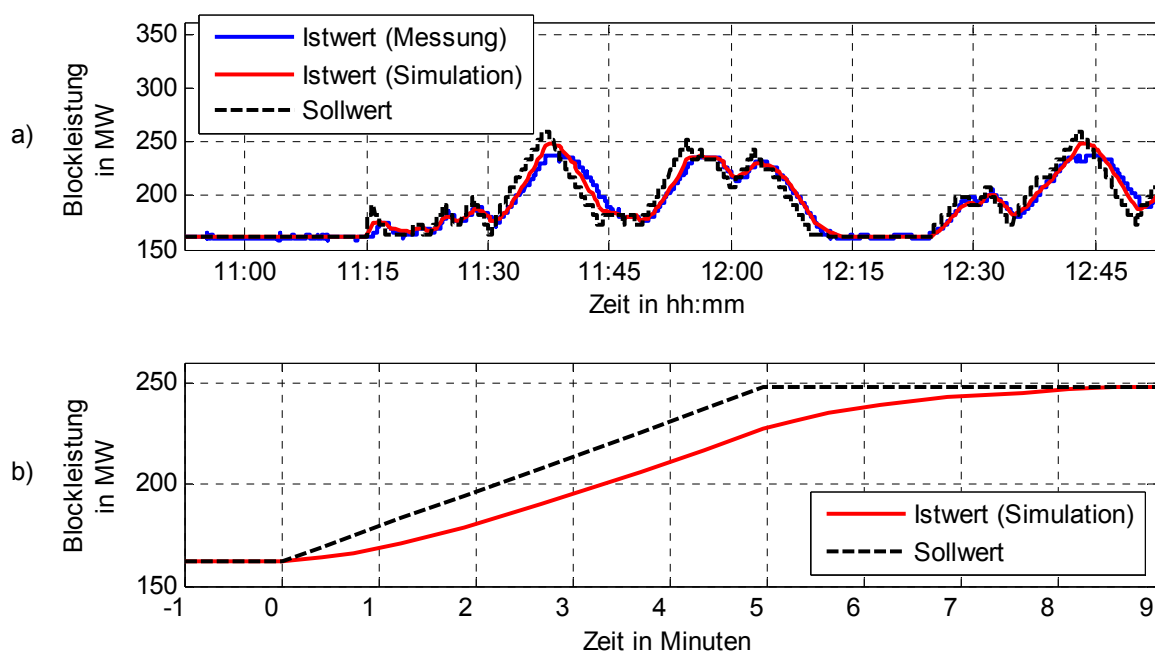


**Abbildung 2-18: Klassisches Blockführungskonzept mit Regelung**

nur kleine Regelvorgänge stattfinden und sich die Leistung der Dampfturbine erst mit der Verzögerung des Abhitzedampferzeugers anpasst. Mit den steigenden Anforderungen an die Flexibilität konventioneller Kraftwerksanlagen und damit an das Lastwechselverhalten gewinnt dieser Effekt an Bedeutung. Bei großen Laständerungen spielt die Dampfturbine eine nennenswerte Rolle und sollte im Regelkonzept explizit berücksichtigt werden. Darüber hinaus besitzt die Regelung die bereits in Abschnitt 1.2 erläuterten Defizite bei Arbeitspunktänderungen, sodass hier eine Steuerung vorzugsweise eingesetzt werden sollte.

### 2.4.2 Klassische Sollwertführung

Zielvorgaben für die Blockleistung  $P_{\text{Ziel}}$  können beispielsweise durch Handeingabe vorgegeben werden. Sprungförmige Sollwertänderungen würden zu sehr aggressivem Regelverhalten führen, da der Regelfehler  $\varepsilon_{\text{GT}}$  sich ebenfalls sprunghaft ändern würde. Neben einem hohen Stellaufwand wäre auch eine entsprechende thermische Belastung der Gasturbine die Konsequenz. Aufgrund der Kopplung zwischen Gasturbine und Abhitzedampferzeuger können sich Schwankungen in der Austrittstemperatur der Gasturbine auch negativ auf den Abhitzedampferzeuger auswirken.



**Abbildung 2-19: Beispielhafte Darstellung des Regelverhaltens einer Kombianlage bei rampenförmigen Sollwertverläufen**

Um diese thermischen Belastungen zu begrenzen, werden die Sollwerte der Leistung  $P_{\text{Soll}}$  auf eine maximale Änderungsrate begrenzt, siehe Abbildung 2-18. Daraus resultieren im Wesentlichen rampenförmige Sollwertverläufe. Entsprechend steigt die Leistung der Gasturbine langsamer an, sodass die negativen Auswirkungen begrenzt werden.

Rampenförmige Sollwertverläufe sind jedoch nur bedingt geeignet. Abbildung 2-19 b) zeigt beispielhaft Soll- und Istwertverlauf einer Simulation eines rampenförmigen Lastwechsels. Hierfür wurden die Reglerparameter verwendet, die zur Validierung des klassischen Blockführungskonzeptes in Abbildung 2-19 a) verwendet wurden. Es zeigt sich, dass dynamische Prozesse derartigen Sollwertverläufen aufgrund der Trägheit zwischen Stell- und Regelgröße nicht exakt folgen können. Daher entstehen zwangsläufig Regelfehler während des Lastwechsels. Dieser ist besonders groß zu Beginn des Lastwechsels, da die Leistung der Gasturbine erst mit wachsendem Regelfehler angepasst wird. Darüber hinaus ist bei Ende der Rampe der neue Leistungswert noch nicht erreicht. Das Einschwingen auf den neuen Arbeitspunkt nach Ende des eigentlichen Lastwechsels hat zur Folge, dass auch über das Ende des Lastwechsels hinaus Störungen bestehen, die sich auch auf unterlagerte Regelkreise auswirken können. In Abbildung 1-5 ist dies am Andauern der erhöhten Schwankungen der GT-Austrittstemperatur erkennbar.

Je nach Parametrierung des Reglers können noch weitere unerwünschte Effekte wie beispielsweise ein Überschwingen der Leistung auftreten. Darüber hinaus ist auch vorstellbar, dass die tatsächliche Änderungsrate der Leistung bei entsprechender Parametrierung des Reglers über den in der Sollwertführung vorgegebenen Maximalwert ansteigt. Es kann daher nicht garantiert werden, dass dieser Maximalwert auch tatsächlich eingehalten wird, wodurch der Nutzen der Beschränkung zu hinterfragen ist.

Diese Aspekte werden in Kapitel 4 bei dem vorgeschlagenen neuen Ansatz zur Sollwertführung aufgegriffen.

### 2.4.3 Erweitertes Blockführungskonzept

Um das Regelverhalten zu verbessern wird die Erweiterung des Blockführungskonzeptes auf die bereits in Abschnitt 1.2 diskutierte Struktur mit zwei Freiheitsgraden vorgeschlagen, siehe Abbildung 1-4. Ein Blockschaltbild der erweiterten Struktur zeigt Abbildung 2-20. Die bestehende Regelung wird um einen Steuerzweig mit den Komponenten *Steuerung* und *Sollwertführung* ergänzt, die Regelung selbst wird jedoch nicht verändert. Dadurch ist bestmögliche Kompatibilität mit dem bestehenden Regelkonzept gewährleistet. Im Gegensatz zur klassischen Sollwertführung werden im erweiterten Blockführungskonzept Sollwertverläufe eingesetzt, die die Prozessdynamik explizit berücksichtigen. Dadurch wird sichergestellt, dass der Kraftwerksprozess den Sollwertvorgaben auch tatsächlich folgen kann.

Die in den vorangehenden Kapiteln erläuterten Modelle sind in Abbildung 2-20 analog zu Tabelle 3 farblich hervorgehoben. Das Simulationsmodell (blau) repräsentiert dabei die reale Kombianlage. Das daraus abgeleitete Steuerungsentwurfsmodell (orange) wird im Steueralgorithmus genutzt. Die Details der Blöcke *Steuerung* und *Sollwertführung* werden in den Kapiteln 3 und 4 erläutert.

### 2.4.4 Steuerung des Mehrgrößensystems

Die Betrachtungen waren bislang auf die Leistungsregelung begrenzt. In diesem Fall kann die Kombianlage als Eingrößensystem (SISO – Single input, single output) mit der Eingangsgröße

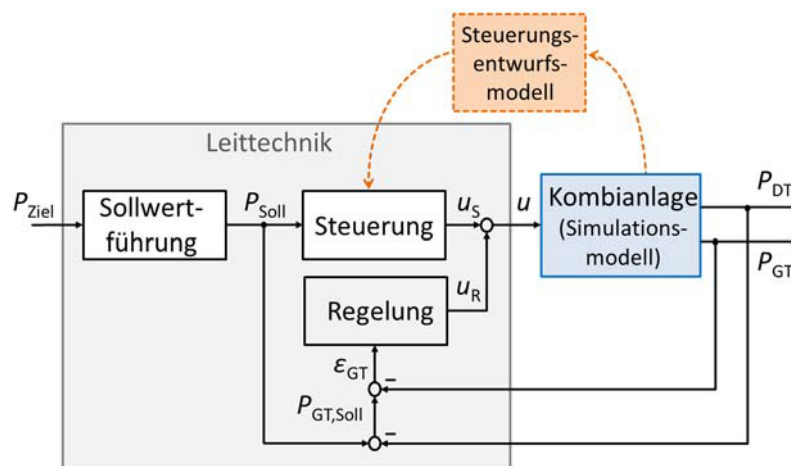
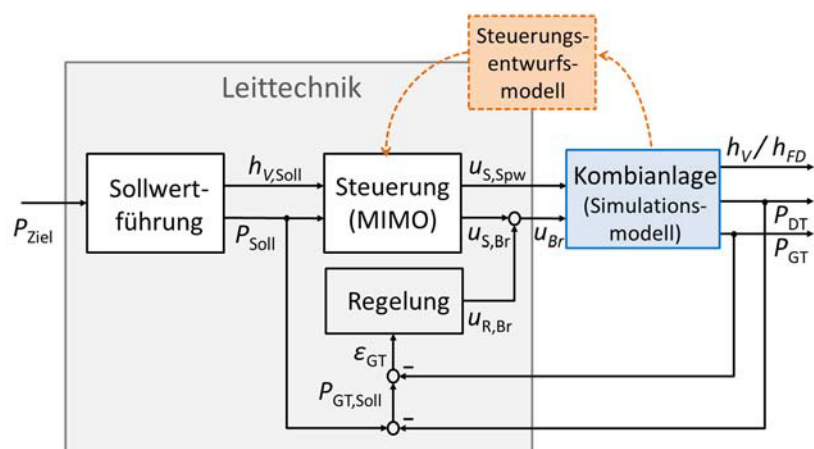


Abbildung 2-20: Erweitertes Blockführungskonzept mit Regelung und Steuerung

Brennstoffmassenstrom und der Ausgangsgröße Blockleistung aufgefasst werden.

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben hängt die Leistung der Dampfturbine von der erzeugten Dampfmenge ab. Da die Frischdampfentemperatur konstant sein soll, muss die dem AHDE zugeführte Wassermenge, im Wesentlichen das Speisewasser  $\dot{M}_{spw}$ , dynamisch an die zur Verfügung stehende Wärmemenge angepasst werden. Andernfalls kommt es nicht nur zu unerwünschten Temperaturschwankungen, sondern auch zu Abweichungen der Dampfturbinenleistung. Daher liegt die Berücksichtigung des Mehrgrößencharakters der Kombianlage nahe. Die in den Abschnitten 2.2 und 2.3 beschriebenen Modelle beinhalten jeweils auch den Speisewassermassenstrom als Eingangsgröße sowie die Enthalpie nach dem Verdampfer bzw. die Frischdampfenthalpie als Ausgangsgröße. Diese Größen werden ebenfalls im Steuerungsentwurf berücksichtigt, sodass sich das Regelkonzept als Mehrgrößensystem ergibt (MIMO – Multiple input, multiple output). Das Blockschaltbild des Gesamtsystems ist in Abbildung 2-21 dargestellt. Die unterlagerte Regelung der Enthalpie nach dem Verdampfer (Speisewasserregelung), siehe Abbildung 2-6, ist aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht mit abgebildet, wird aber in den Simulationen berücksichtigt.



**Abbildung 2-21: Mehrgrößenregelkonzept der Kombianlage mit modellbasierter Steuerung**

## 3 Flachheitsbasierte Steuerung

In Kapitel 3 wird der Entwurf des Steueralgorithmus, als zentraler Teil des erweiterten Blockführungskonzeptes, vorgestellt. Hierfür wird zunächst die Problemstellung eines Lastwechsels, bzw. allgemein von Arbeitspunktänderungen, beschrieben. Daraufhin werden gängige Verfahren und Ansätze zum Entwurf von Steuerungen vorgestellt und der in dieser Arbeit gewählte flachheitsbasierte Ansatz eingeordnet. Anschließend wird der Steuerungsentwurf auf Basis des in Kapitel 2 vorgestellten Entwurfsmodells beschrieben. Eine kurze Ausführung zur Übertragbarkeit auf kohlegefeuerte Kraftwerksblöcke schließt das Kapitel ab.

### 3.1 Problemstellung bei Arbeitspunktänderungen

Die nachfolgenden Darstellungen beziehen sich aus Gründen der Anschaulichkeit zunächst auf ein Eingrößensystem (SISO). Das Modell umfasst daher jeweils eine Ein- und eine Ausgangsgröße. Für die Kombianlage bedeutet dies, dass lediglich der Zusammenhang zwischen Brennstoffmassenstrom und der Gesamtgeneratorleistung  $P_G$  betrachtet wird. Die Modellgleichungen eines allgemeinen SISO-Systems  $\Sigma$  in Zustandsraumdarstellung sind in Gleichung (13) gegeben:

$$\begin{aligned} \Sigma: \quad \dot{x} &= f(x, u), \quad x(0) = x_0, \\ y &= h(x) \end{aligned} \tag{13}$$

mit der Zeit  $t \in \mathbb{R}$ , den Zustandsgrößen  $x(t) \in \mathbb{R}^n$ , Eingang  $u(t) \in \mathbb{R}$  und dem Ausgang  $y(t) \in \mathbb{R}$ . Die Funktion  $f: \mathbb{R}^n \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^n$  als Differenzialgleichung beschreibt die Dynamik des Modells. Die Funktion  $h$  wird als *Ausgangsgleichung* bezeichnet und definiert die Abhängigkeit der Ausgangsgrößen von den Zustandsgrößen.

Lastwechsel und andere Arbeitspunktänderungen von Kraftwerken gehören zu einer gängigen Klasse von regelungstechnischen Fragestellungen [57; 58]. Hierbei geht es um einen Übergang zwischen zwei stationären Arbeitspunkten in einem endlichen Zeitintervall  $[t_0, t_E]$ . Die Ausgangsgrößen stimmen dabei idealerweise mit den Sollwerten überein und werden während der Arbeitspunktänderung durch die Funktion

$$y_{\text{Soll}}(t) = y(t), t \in [t_0, t_E] \quad (14)$$

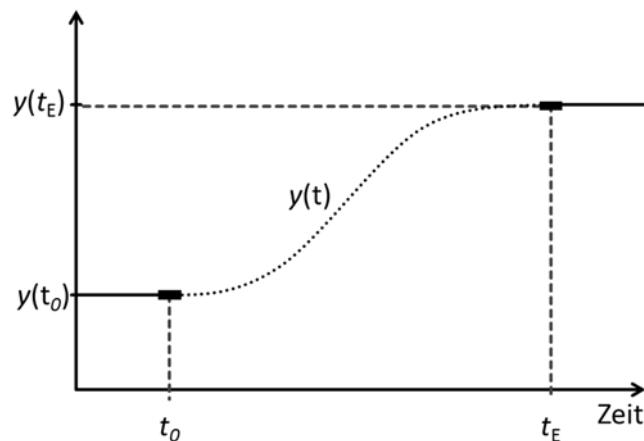
mit den Randbedingungen

$$\begin{aligned} y(t_0) &= y_0 = h(x_0), \\ y(t_E) &= y_E = h(x_E) \end{aligned} \quad (15)$$

beschrieben. Stationäre Arbeitspunkte implizieren, dass die Ausgangsgrößen konstant sind. Aus dieser Forderung gehen die Randbedingungen für die Zeitableitungen der Ausgangsgrößen an den Übergangsstellen von und zum stationären Arbeitspunkt hervor:

$$\left. \frac{d^i y}{dt^i} \right|_{t_0, t_E} = 0, i = 1(1)i_{\text{max}} \quad (16)$$

Die Größe  $i_{\text{max}}$  beschreibt die Anzahl Ableitungen, für die dieser Zusammenhang gilt, und hängt vom Steueralgorithmus bzw. genauer gesagt von dem zugrunde liegenden Entwurfsmodell ab. Diese Randbedingungen spielen insbesondere bei der Sollwertführung eine wichtige Rolle, siehe Kapitel 4. Abbildung 3-1 zeigt beispielhaft einen Verlauf der Ausgangsgröße  $y$  mit den Randbedingungen aus Gleichung (14). Die rechteckigen



**Abbildung 3-1: Arbeitspunktänderung zwischen zwei stationären Arbeitspunkten in endlicher Zeit**



Markierungen an den Übergangspunkten symbolisieren die Übereinstimmung der Randbedingungen hinsichtlich der Differenzierbarkeit, siehe auch [59].

Die Steuerung hat nun die Aufgabe, eine Steuertrajektorie  $u(t)$  zu generieren, die als Stellsignal den Prozess entlang der Ausgangstrajektorie  $y(t)$  aus Gleichung (14) führt.

## 3.2 Verfahren zum Steuerungsentwurf

Nachfolgend werden einige Verfahren zum Entwurf von Steuerungen für dynamische Systeme kurz vorgestellt. Aus systemtheoretischer Sicht haben alle Entwurfsverfahren das Ziel, die System- bzw. Prozessdynamik zu invertieren. Dieser Sachverhalt wird bereits bei Betrachtung des Blockschaltbildes der Struktur mit zwei Freiheitsgraden deutlich, siehe Abbildung 1-4. Die Regelgrößen  $y$  hängen über die Prozessdynamik sowie die Steuerung von den Sollwertverläufen  $y_{\text{Soll}}$  ab. Damit Soll- und Istwerte bei gegebener Prozessdynamik übereinstimmen, muss die Steuerung genau der inversen Prozessdynamik entsprechen. Daraus ergibt sich auch direkt der Vorteil modellbasierter Methoden gegenüber klassischen Verfahren, da hierbei die Prozessdynamik explizit berücksichtigt werden kann.

Im Vergleich zu den vielfältigen Entwurfsmethoden für Regelungen sind verhältnismäßig wenige Methoden zum Entwurf von Steuerungen verfügbar [60]. Grund ist die damit einhergehende Modellinversion und die Schwierigkeiten, die damit verbunden sind. Gerade nichtlineare Systeme, Totzeiten oder Instabilitäten stellen hier besondere Hürden dar [60].

Die nachfolgend vorgestellten Verfahren können weitestgehend in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden (siehe Abbildung 1-4) eingesetzt werden.

### 3.2.1 Klassische Steuerungsverfahren

Die klassischen Steuerungsverfahren stellen im Kraftwerksbereich den Stand der Technik dar [51; 54; 61]. Steuerungen nach diesen Verfahren werden zwar auf Basis von Wissen über das Prozessverhalten entworfen, sind jedoch nicht modellbasiert<sup>8</sup> in dem Sinn, dass sie entweder ein Prozessmodell direkt beinhalten oder der Steuerungsentwurf auf Basis von

---

<sup>8</sup> Dieses Verständnis des Begriffs *modellbasiert* entspricht der Definition in [24].

Modellgleichungen durchgeführt wird. In diese Kategorie fallen zum einen stationäre Vorsteuerungen. Dabei wird ein den Sollwertverläufen proportionales Steuersignal aufgeschaltet. Eine weitere Möglichkeit ist die näherungsweise Inversion der Prozessdynamik durch Differenzierglieder, siehe [62] und [63]. Dabei wird beispielsweise bei Kohlekraftwerken der Brennstoffmassenstrom überhöht, um bei einer Leistungserhöhung die zusätzliche Einspeicherung von Dampf im Dampferzeuger schneller zu ermöglichen. Bei dieser Überhöhung wird auch von *Brennstoffvorhalt* gesprochen [63].

Neben der empirischen Bestimmung der Parameter und der lediglich groben, näherungsweisen Inversion der Prozessdynamik ist diese Art der Steuerung auf Eingrößensysteme beschränkt. Bei Mehrgrößensystemen können Ein- und Ausgangsgrößen jeweils nur paarweise verknüpft werden, Kopplungen im Prozess können nicht berücksichtigt werden. Hierin besteht ein wesentlicher Nachteil gegenüber modellbasierten Verfahren. Zwar können Entkopplungsschaltungen ergänzt werden, damit lässt sich die Problematik jedoch nur abschwächen [18].

### 3.2.2 Steuerung durch Modellregelkreis

Eine alternative Entwurfsmethodik stellt die Steuerung über einen Modellregelkreis dar [64]. Dabei wird für ein Modell  $\Sigma_{\text{Modell}}$  der Regelstrecke  $\Sigma_{\text{Prozess}}$  ein Regler  $R_{\text{Modell}}$  entworfen, der ein gewünschtes Führungsverhalten sicherstellt. Die Regelgröße des Modells dient als Sollwert  $y_{\text{Soll}}$  für die Regelstrecke, die Stellgrößen werden als Steuersignal  $u_s$  aufgeschaltet. Ein Blockschaltbild ist in Abbildung 3-2 dargestellt. Der zusätzliche Regler  $R_{\text{Prozess}}$  stabilisiert die Strecke um den Sollwertverlauf. Wenn Entwurfsmodell und Regelstrecke identisches Übertragungsverhalten aufweisen, wird der Regler  $R_{\text{Prozess}}$  nur zur Kompensation externer Störungen benötigt. Da es sich wiederum um die Struktur mit zwei Freiheitsgraden handelt,

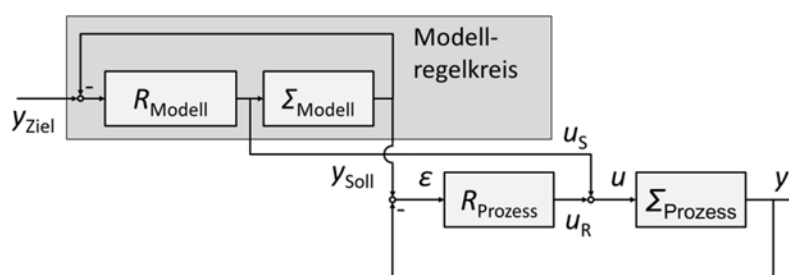


Abbildung 3-2: Steuerung und Sollwertführung über Modellregelkreis

können die Regler für Führungsverhalten und Störkompensation unabhängig ausgelegt werden.

Nachteilig an dem Konzept ist, dass die Sollwertverläufe nicht explizit vorgegeben werden können, sondern sich immer aus dem Regelverhalten des Modellregelkreises ergeben. Gerade bei unterschiedlichen Lastwechseln könnte mit einer einzigen Parametrierung nicht immer das gewünschte Führungsverhalten erzielt werden.

### 3.2.3 Stabile Inversion der Systemdynamik

Der Lastwechsel einer Kombianlage kann aufgefasst werden als ein Übergang zwischen zwei stationären Arbeitspunkten, wobei das zur Verfügung stehende Zeitintervall vorgegeben ist. Aus mathematischer Perspektive handelt es sich dabei um ein Randwertproblem (RWP), dessen Lösung der Verlauf der Stellgröße während des Lastwechsels ist [60]. Die Bestimmung der Lösung umfasst die Inversion der Systemdynamik. Dieses Problem wurde in [65] und [66] behandelt. Der Entwurf der Steuerung basiert dabei auf der von Byrnes und Isidori entwickelten Eingangs-Ausgangs-Normalform des untersuchten Systems [67]. Eine Übersicht über inversionsbasierte Ansätze ist beispielsweise in [58] gegeben.

### 3.2.4 Flachheitsbasierter Ansatz

Der flachheitsbasierte Ansatz beinhaltet, wie im vorigen Abschnitt beschrieben, eine stabile Inversion der Systemdynamik. Der Entwurf der Steuerung vereinfacht sich jedoch deutlich, wenn das zu Grunde liegende Modell die Eigenschaft der sogenannten *differenziellen Flachheit* besitzt. Diese Modelleigenschaft wurde erstmals von Fliess, Lévine, Martin und Rouchon [68] beschrieben. Der Begriff der *differenziellen Flachheit* steht in Zusammenhang mit der geometrischen Interpretation der Lösung der Differentialgleichungen des Modells. Die Steuerbarkeitseigenschaften flacher Systeme sind ähnlich derer linearer Systeme, sodass Sollwertverläufe einfach geplant und durch entsprechende Steuerungen realisiert werden können [59]. Eine zentrale Rolle spielen die sogenannten *flachen Ausgänge* des Modells. Sämtliche Modellgrößen, wie Zustände und Eingangsgrößen, können als Funktionen der flachen Ausgänge und deren Zeitableitungen beschrieben werden. Aus diesen rein algebraischen Zusammenhängen folgt direkt der Steueralgorithmus.

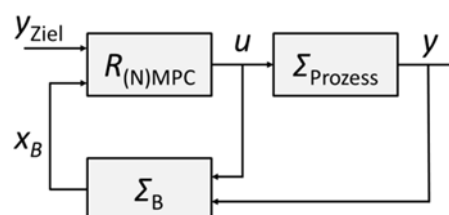
Weitere Details zum flachheitsbasierten Steuerungsentwurf sowie die Herleitung für das kombinierte Gas- und Dampfkraftwerk sind in Kapitel 3.3 gegeben. Eine Übersicht über einige erfolgreiche Anwendungen flachheitsbasierter Methoden findet sich in [59; 69; 70].

### 3.2.5 Modellprädiktive Regelungen

Modellprädiktive Regelungen (MPC – Model Predictive Control) haben ihren Ursprung in den 1970er Jahren in der Regelung verfahrenstechnischer Prozesse [71]. Auf Basis eines Prozessmodells werden dabei durch Lösung eines Optimierungsproblems Verläufe der Stellgrößen berechnet. Bei der Erweiterung auf nichtlineare Prozessmodelle wird entsprechend von *Nonlinear Model Predictive Control* (NMPC) gesprochen. Der optimierte Stellgrößenverlauf wird im offenen Regelkreis auf den Prozess aufgeschaltet, während das Optimierungsproblem in jedem Zeitschritt erneut gelöst wird. Dabei werden die aktuellen Werte der Zustandsgrößen des Prozesses zu Grunde gelegt, wodurch eine Rückführung in die Regelstruktur eingebracht wird [71]. Da die aktuellen Zustände des Prozesses nicht notwendigerweise messbar sind und um messtechnischen Aufwand einzusparen, wird im Beispiel in Abbildung 3-3 ein Zustandsbeobachter in Form eines Kalman-Filters [71] verwendet. Wie auch beim flachheitsbasierten Ansatz liegt der modellprädiktiven Regelung ein Prozessmodell zugrunde. Dadurch können Kopplungen zwischen Prozessgrößen berücksichtigt werden, was den Ansatz insbesondere für den Einsatz bei Mehrgrößensystemen interessant macht.

### 3.2.6 Weitere Ansätze zum Steuerungsentwurf

Eine Alternative zu den vorgestellten Ansätzen besteht darin, die Steuerung für den bereits geschlossenen Regelkreises zu entwerfen. Hierfür werden geeignete Sollwertverläufe



**Abbildung 3-3: (Nichtlineare) Modellprädiktive Regelung mit Zustandsbeobachter**

generiert, die, auf den geschlossenen Kreis aufgeschaltet, eine Inversion der Systemdynamik darstellen [72; 73]. Der Ansatz wird als eine Verallgemeinerung der Struktur mit zwei Freiheitsgraden beschrieben und hat gewisse Ähnlichkeiten zu der in Abschnitt 3.2.2 vorgestellten Methodik.

Der Entwurf eines Gesamtregelkonzeptes mit Steuerung und Regelung, allerdings für Dampfkraftwerke, ist in [61] beschrieben. In der Struktur mit zwei Freiheitsgraden kommt neben einem robusten Regler zur Ausregelung von Störungen eine Steuerung zum Einsatz, die auf Basis eines Optimierungsproblems im Voraus Steuersignale für den Lastwechsel berechnet.

### 3.2.7 Steuerungsentwurfsverfahren: Fazit

Aus den genannten Verfahren zum Steuerungsentwurf sind die modellprädiktiven Methoden sowie der flachheitsbasierte Ansatz besonders geeignet. Beide Methoden, insbesondere die prädiktiven Verfahren, wurden bereits in industriellen Anwendungen erfolgreich eingesetzt. In [74] wurde am Beispiel eines Batch-Reaktors der flachheitsbasierte Ansatz sowie die modellprädiktive Regelung direkt gegenübergestellt. Dabei wurden im Wesentlichen vergleichbare Werte hinsichtlich der Regelgüte erzielt. Deutliche Unterschiede ergeben sich jedoch hinsichtlich der Implementierung und des Rechenaufwandes, siehe [74].

Während der flachheitsbasierte Ansatz weitgehend problemlos in bestehende Regelkonzepte basierend auf der Struktur mit zwei Freiheitsgraden integriert werden kann, erfordert der modellprädiktive Ansatz eine neue Regelungsstruktur [74]. Dabei geht der klassische Soll-Istwert-Vergleich verloren. Für die Implementierung sind umfangreichere Änderungen am Gesamtregelsystem vorzunehmen, was einen Nachteil darstellt. Aufgrund des zusätzlichen Zustandsbeobachters und des wiederholt zu lösenden Optimierungsproblems sind modellprädiktive Regelungen mit einem hohen Rechenaufwand verbunden, sodass die Lösung des Optimierungsproblems häufig auf einem zusätzlichen Rechner durchgeführt werden muss. Beim flachheitsbasierten Ansatz liegt der größte Aufwand nicht in den numerischen Berechnungen, sondern in der vorangehenden Modellentwicklung sowie der darauf basierenden Herleitung des Steueralgorithmus. Darüber hinaus ist bei MPC-Verfahren wie auch in anderen Bereichen der optimalen Regelung die Auswirkung der Änderung von Tuning-Parametern nicht intuitiv klar. Die

Parameter müssen derart gewählt werden, dass ein guter Kompromiss zwischen Leistungsfähigkeit im Sinne guten Führungsverhaltens und Stabilität des geschlossenen Kreises bzw. deren Robustheit gegenüber Störungen gefunden wird. In der Struktur mit zwei Freiheitsgraden hingegen können diese Anforderungen getrennt durch Steuerung und Regelung optimiert werden.

Modellprädiktive Regelungen haben den Vorteil, dass Stellgrößenbegrenzungen direkt in die Formulierung des Optimierungsproblems aufgenommen werden können. Dies ist beim flachheitsbasierten Entwurf nicht der Fall, Stellgrößenbegrenzungen können jedoch indirekt über die Sollwertführung berücksichtigt werden.

Tabelle 4 zeigt eine Gegenüberstellung klassischer Steuerungsmethoden sowie der beiden vielversprechendsten modernen Ansätze. Die zuvor genannten Aspekte ergeben die Bewertung, wobei hier ausdrücklich keine Quantifizierung vorgenommen wird, sondern lediglich tendenzielle Vor- bzw. Nachteile dargestellt werden. Daraus geht der flachheitsbasierte Steuerungsentwurf für die in der vorliegenden Arbeit formulierte Regelungsaufgabe als am besten geeignet hervor.

**Tabelle 4: Vergleich verschiedener Entwurfsmethoden und Steuerungskonzepte**

	Klassisch	MPC	Flachheitsbasiert in 2-DOF-Struktur
<b>Leistungsfähigkeit</b> (Regelgüte, Stellaufwand)	-	+	+
<b>Rechenaufwand</b> (im laufenden Betrieb)	+	-	+
<b>Kompatibilität</b> (mit bestehenden Regelstrukturen)	+	-	+
<b>Parametrierung/Tuning</b> (Parameteranpassung /-wirkweise)	+	-	+

### 3.3 Flachheitsbasierte Entwurfsmethodik

Voraussetzung für den Entwurf flachheitsbasierter Steuerungen ist, dass das Entwurfsmodell die Eigenschaft der *differentiellen Flachheit* besitzt. Das Modell  $\Sigma$  wird als differenziell flach bezeichnet, wenn ein fiktiver Ausgang  $z$  existiert, für den die folgenden Bedingungen gelten [75]:

- Der fiktive Ausgang  $z$  lässt sich als Funktion der Zustandsvariablen  $x_i$ ,  $i = 1 \dots n$  und des Eingangs  $u$  sowie einer endlichen Anzahl von dessen Zeitableitungen darstellen. Dieser fiktive Ausgang wird als *flacher Ausgang* bezeichnet.
- Alle Systemvariablen, d.h. Zustandsgrößen  $x_i$ , Ausgangsgröße  $y$  und Eingangsgröße  $u$  lassen sich als Funktion des flachen Ausgangs und einer endlichen Zahl seiner Zeitableitungen darstellen.

Ein flacher Ausgang eines Systems ist nicht immer ohne Weiteres direkt zu ermitteln. Darüber hinaus ist der flache Ausgang nicht eindeutig, sodass sich oftmals ein physikalisch relevanter flacher Ausgang finden lässt, der einem Modellzustand oder einer Kombination mehrerer Zustände entspricht [59; 70]. Einige Überlegungen zur Auswahl geeigneter Kandidaten für den flachen Ausgang sind in [59] gegeben.

Im Fall von Mehrgrößensystemen besteht der flache Ausgang aus mehreren Komponenten  $z = [z_1, \dots, z_m]$ , wobei  $m$  für die Dimension des Eingangs  $u$  des Modells (d.h. die Anzahl Stellgrößen) steht. Die Komponenten von  $z$  müssen darüber hinaus differenziell unabhängig sein, siehe [75].

Daraus ergibt sich die Parametrierung  $\psi$  des Systems  $\Sigma$  als Funktion des flachen Ausgangs  $z$  gemäß den Gleichungen (17)-(19):

$$\Sigma^{-1}: \text{Zustände } x = \psi_x \left( z, \dot{z}, \dots, z^{(n-1)} \right) \quad (17)$$

$$\text{Eingänge } u = \psi_u \left( z, \dot{z}, \dots, z^{(n)} \right) \quad (18)$$

$$\text{Ausgänge } y = \psi_y \left( z, \dot{z}, \dots, z^{(n-r)} \right) \quad (19)$$

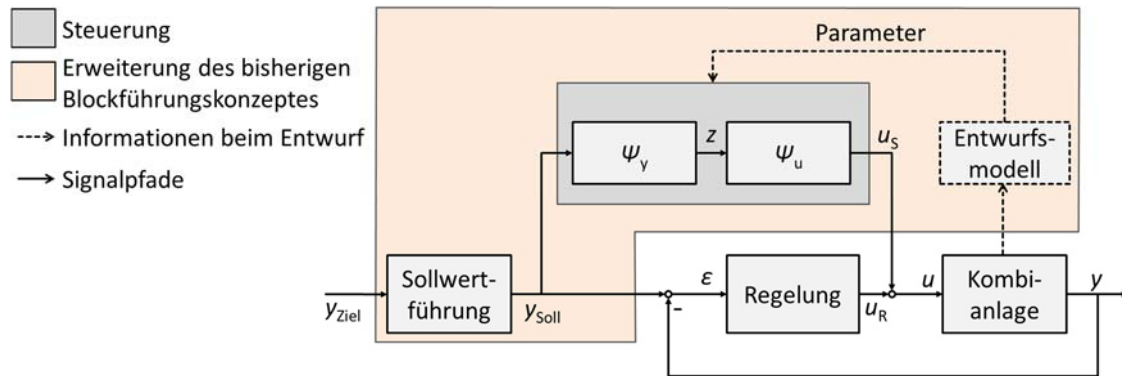
Hierbei wird die  $n$ -fache Differenzierbarkeit des flachen Ausgangs  $z(t) \in \mathcal{C}^n$  vorausgesetzt,  $r$  steht für den sogenannten *relativen Grad* [25]. Der relative Grad  $0 < r \leq n$  einer Variablen entspricht der notwendigen Anzahl Differentiationen, bis der Eingang  $u$  explizit in der beschreibenden Gleichung auftritt [58]. Er kann somit interpretiert werden als ein Maß dafür, wie *direkt* sich Eingangsgrößen auf die jeweilige Variable auswirken. Der relative Grad des flachen Ausgangs stimmt mit  $r = n$  mit der Modellordnung überein, da er für die Modellinversion umfassende Informationen über das Gesamtsystem enthalten muss. Der physikalische Ausgang hingegen hat in der Regel einen niedrigeren relativen Grad, woraus sich die Differentialgleichung für die interne Dynamik (Gleichung (19)) ergibt [76]. Für weitere Erläuterungen zum relativen Grad und dessen Definition sei auf [58] verwiesen.

Die Gleichungen (17)-(19) bedeuten sinngemäß, dass der flache Ausgang das dynamische Verhalten des Systems vollständig beschreibt [59]. Die Eingangsparmetrierung  $\psi_u$  stellt eine Invertierung des Systems  $\Sigma$  bezüglich des flachen Ausgangs  $z$  dar und kann daher direkt für die Steuerung des Prozesses genutzt werden. Hierbei ist festzuhalten, dass für jede Trajektorie des flachen Ausgangs  $z(t)$  das Stellsignal  $u(t)$  über rein algebraische Zusammenhänge berechnet werden kann und keine Integration notwendig ist.

Der flache Ausgang  $z$  entspricht nicht notwendigerweise dem physikalischen Ausgang  $y$  des Systems. In aller Regel soll der Prozess allerdings entlang von Sollwertverläufen  $y_{\text{soll}}$  für den physikalischen Ausgang  $y$  gesteuert werden. Der notwendige Zusammenhang zwischen dem physikalischen Ausgang  $y$  und dem flachen Ausgang  $z$  wird durch die Ausgangsparmetrierung  $\psi_y$  beschrieben und als *interne Dynamik* bezeichnet. Die Lösung der Differentialgleichung der internen Dynamik kann genutzt werden, um Sollwertverläufe  $y_{\text{soll}}$  in Trajektorien für den flachen Ausgang  $z$  umzurechnen. Voraussetzung hierfür ist, dass die Differentialgleichung der internen Dynamik stabil ist [25; 57]. Eine instabile interne Dynamik hätte zur Folge, dass die Trajektorien für den flachen Ausgang divergieren und somit kein endliches Stellsignal berechnet werden könnte.

Damit ergibt sich das Gesamtregelkonzept mit Regelung und flachheitsbasierter Steuerung in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden gemäß Abbildung 3-4. Der Block *Steuerung* umfasst dabei die zuvor beschriebenen Komponenten des Steueralgorithmus. Zunächst werden aus den Sollwertverläufen  $y_{\text{soll}}$  durch Lösung der internen Dynamik  $\psi_y$  aus Gleichung (19) die





**Abbildung 3-4: Flachheitsbasierte Steuerung in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden**

Trajektorien des flachen Ausgangs  $z$  berechnet. Diese werden anschließend genutzt, um über die Parametrierung  $\psi_u$  den Verlauf der Stellgröße  $u_s$  zu bestimmen. Wie über die gestrichelten Linien angedeutet wird, hängt die Steuerung von den Modellgleichungen des Steuerungsentwurfsmodells ab. Die eingehenden Parameter können zeitvariant sein, sodass sich im Verlauf der Zeit ergebende Änderungen der Systemdynamik berücksichtigt werden können. Damit kann die Funktionsweise der Steuerung auch bei sich ändernder Prozessdynamik sichergestellt werden.

## 3.4 Flachheitsbasierte Steuerung für kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke

Die in Abschnitt 3.3 vorgestellte Methodik wird nun auf das Steuerungsentwurfsmodell der Kombianlage angewendet. Hierfür wird zunächst die Flachheitsanalyse durchgeführt. Im gleichen Zuge werden auch der Steueralgorithmus sowie die Parametrierung der Systemgrößen bestimmt. Anschließend wird die interne Dynamik ermittelt, deren physikalische Bedeutung anschließend in einem zweiten Schritt näher erläutert wird. Die nachfolgenden Herleitungen stellen eine Erweiterung des für das Eingrößenmodell (SISO) beschriebenen Entwurfsverfahrens auf ein Mehrgrößenystem dar.

### 3.4.1 Flachheitsanalyse und Steueralgorithmus

Für das nichtlineare Entwurfsmodell kann die Eigenschaft der *differenziellen Flachheit* nicht ohne Weiteres direkt nachgewiesen werden. Der Nachweis wird daher indirekt dadurch

erbracht, dass für eine geeignete Wahl des flachen Ausgangs die Parametrierung der Modellgrößen als Funktion des flachen Ausgangs sowie dessen Zeitableitungen hergeleitet wird (siehe Gleichungen (17)-(19)). Da das Entwurfsmodell über zwei Stellgrößen verfügt ( $u_1 = \dot{M}_{Br}$  und  $u_2 = \dot{M}_{spw}$ ), hat auch der flache Ausgang entsprechend zwei Komponenten  $z = [z_1, z_2]$ . Die beiden weiteren Eingangsgrößen, die Turbinenventilöffnung  $A_T$  sowie die Einspritzung  $h_{kühl}$ , können zwar von außen vorgegeben werden, dienen aber gemäß der Annahmen in Kapitel 2.2 nicht als Stellgrößen zur Leistungsregelung. Sie sind daher lediglich als von außen vorgebbare Parameter aufzufassen.

Um einen geeigneten Kandidaten für den flachen Ausgang zu finden, werden zunächst einzelne Teilsysteme untersucht. Zunächst wird das lineare Teilsystem der Enthalpiedynamik betrachtet, d.h. der dynamische Zusammenhang zwischen der spezifischen Wärmezufuhr  $q$  durch die Abgase der Gasturbine und der Frischdampfenenthalpie  $h_{FD}$ . Da es sich um ein lineares Teilsystem handelt, kann der flache Ausgang aus der Inversen der Steuerbarkeitsmatrix des Teilmodells abgelesen werden [25]. Aus den Modellgleichungen bzw. –matrizen aus Kapitel 2.3.1 bzw. Anhang A.2 ergibt sich die Inverse der Steuerbarkeitsmatrix  $S$  gemäß Gleichung (20).

$$S^{-1} = [B \quad AB]^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{(T_V^2 + T_{ÜH} T_V)Y - T_V^2}{T_V Y^2 + (T_{ÜH} - T_V)Y} & \frac{T_{ÜH}^2}{T_V Y - T_V + T_{ÜH}} \\ \frac{T_{ÜH} T_V^2 (Y - 1)}{\underbrace{T_V Y^2 + (T_{ÜH} - T_V)Y}_{\zeta_2}} & \frac{T_{ÜH}^2 T_V}{\underbrace{T_V Y - T_V + T_{ÜH}}_{\zeta_3}} \end{bmatrix} \quad (20)$$

Daraus folgt  $z_1$ , wie in [25] beschrieben, als eine Linearkombination der beiden Zustandsgrößen  $x_2$  und  $x_3$  (die Zustandsgrößen und weitere Prozessgrößen des Entwurfsmodells sind in Anhang A.2 zusammengefasst erläutert) mit den beiden Parametern  $\zeta$  gemäß Gleichung (21):

$$z_1 = \zeta_2 x_2 + \zeta_3 x_3 \quad (21)$$

Dieser flache Ausgang ermöglicht daher die Parametrisierung der spezifischen Wärmezufuhr  $q$  als Funktion von  $z_1$  und dessen Zeitableitungen bis zur zweiten Ordnung

$$q = f_q(z_1, \dot{z}_1, \ddot{z}_1). \quad (22)$$

Unter Zuhilfenahme der Modellgleichungen können auch die entsprechende Parametrierung der Zustände  $x_2$  und  $x_3$  hergeleitet werden. Da die Umformungen der Gleichungen sowie der resultierende Ausdruck umfangreich sind, ist der Einsatz von Computer-Algebra-Tools zu empfehlen, z.B. [77; 78].

Für das Teilmodell der Druck-/Leistungsdynamik wird der Zustand  $x_6$ , der die Leistung der Dampfturbine beschreibt, als Kandidat für den flachen Ausgang herangezogen. Dies beruht auf der Überlegung, dass der flache Ausgang möglichst viel Information über das System beinhalten soll, da das Modell bezüglich des flachen Ausgangs invertiert wird [59].

Um diese Annahme zu überprüfen, wird analog zur Enthalpiedynamik vorgegangen. Aufgrund des natürlichen Gleitdruckbetriebs wird die Turbinenventilstellung nicht als Stellgröße zur Leistungsregelung verwendet und daher für den Nachweis von  $x_6$  als flachen Ausgang vernachlässigt. Damit vereinfacht sich das Teilmodell der Druck-/Leistungsdynamik, das die Leistung der Dampfturbine als Funktion des Speisewassermassenstroms beschreibt, zu einem Verzögerungsglied 3. Ordnung (Zustände  $x_4$  bis  $x_6$ ). Die Steuerbarkeitsmatrix eines Verzögerungsgliedes 3. Ordnung kann auf Basis der Zustandsraumdarstellung bestimmt werden [79]. Diese hat sogenannte *obere Dreiecksform* und entsprechend Einträge ungleich null gemäß der in Gleichung (23) gezeigten Struktur.

$$\mathbf{S}_{PT_3} = \begin{bmatrix} * & * & * \\ 0 & * & * \\ 0 & 0 & * \end{bmatrix} \quad (23)$$

$\downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow$   
 $x_4 \quad x_5 \quad x_6$

Da sich für derartige Matrizen die Struktur durch Inversion nicht ändert, kann aus der letzten Zeile der Inversen dieser Steuerbarkeitsmatrix abgelesen werden [25], dass jedes Vielfache des Zustands  $x_6$ , und damit auch die Zustandsgröße selbst, ein gültiger flacher Ausgang ist, sodass gilt:

$$z_2 = x_6. \quad (24)$$

Neben den Zuständen  $x_4$  bis  $x_6$  kann auf dieser Basis auch der Speisewassermassenstrom  $u_2$  als Funktion in Abhängigkeit von  $z_2$  parametrisiert werden. Dabei wird der Einfluss der Turbinenventilstellung wieder berücksichtigt und es ergibt sich ein nichtlinearer Zusammenhang, in dem neben dem flachen Ausgang aus Gleichung (24) auch dessen erste drei Ableitungen auftreten:

$$u_2 = f_2 \left( z_2, \dot{z}_2, \ddot{z}_2, z_2^{(3)} \right) \quad (25)$$

Als letzter Schritt wird überprüft, ob die nichtlineare Kopplung der beiden Teilprozesse (GT und AHDE/DT) sowie das Modell der Gasturbine die Anforderungen der differentiellen Flachheit erfüllen. Hierfür wird das Modell der Gasturbine nach der Eingangsgröße, dem Brennstoffmassenstrom, aufgelöst.

$$u_1 = T_{GT} \dot{x}_1 + x_1 \quad (26)$$

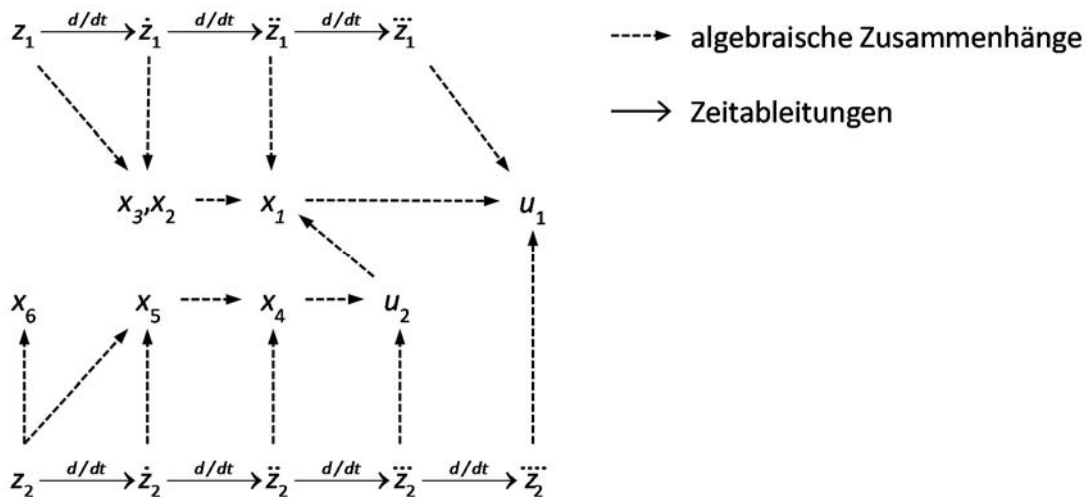
Die Zustandsvariable  $x_1$  sowie deren Zeitableitung können aus Gleichung (27) sowie den Gleichungen (22) und (25) für  $q$  und  $u_2$  als Funktion des flachen Ausgangs  $z$  sowie dessen Zeitableitungen bestimmt werden.

$$x_1 = \frac{1}{PQ} q \cdot u_2 \quad (27)$$

Durch Ableiten von (27) und Einsetzen in (26) wird die Parametrisierung analog zu Gleichung (17) vervollständigt. Damit ist der Nachweis des flachen Ausgangs in der Form von (21) und (24) erbracht. Somit kann der Steueralgorithmus, d.h. Bestimmung der Verläufe der Stellgrößen  $u_1$  und  $u_2$  zusammengefasst werden als:

$$\begin{aligned} u_1 &= f_1 \left( z_1, \dots, z_1^{(3)}, z_2, \dots, z_2^{(4)} \right) \\ u_2 &= f_2 \left( z_2, \dots, z_2^{(3)} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

Aufgrund der umfangreichen Ausdrücke wird auf eine explizite Darstellung verzichtet und stattdessen die grafische Flachheitsanalyse gezeigt, siehe Abbildung 3-5. Die Darstellungsweise beruht auf [59] und [75]. Die grafische Flachheitsanalyse zeigt, wie ausgehend von den flachen Ausgängen durch deren Zeitableitung sowie algebraische



**Abbildung 3-5: Grafische Flachheitsanalyse des Steuerungsentwurfsmodells**

Umformungen sämtliche Zustandsgrößen parametrisiert werden. Darüber hinaus kann abgelesen werden, wie die beiden Komponenten des flachen Ausgangs  $z_1$  und  $z_2$  in den Stellgrößen  $u_1$  und  $u_2$  auftreten. Der Speisewassermassenstrom hängt dabei von  $z_2$  wie in Gleichung (28) von den Ableitungen von  $z_2$  bis zur dritten Ordnung ab, beim Brennstoffmassenstrom geht zudem noch die vierte Zeitableitung mit ein. Aufgrund der Kopplung der beiden Teilprozesse hängt der Brennstoffmassenstrom  $u_1$  auch vom flachen Ausgang  $z_1$  bis zur dritten Ableitung ab.

### 3.4.2 Interne Dynamik

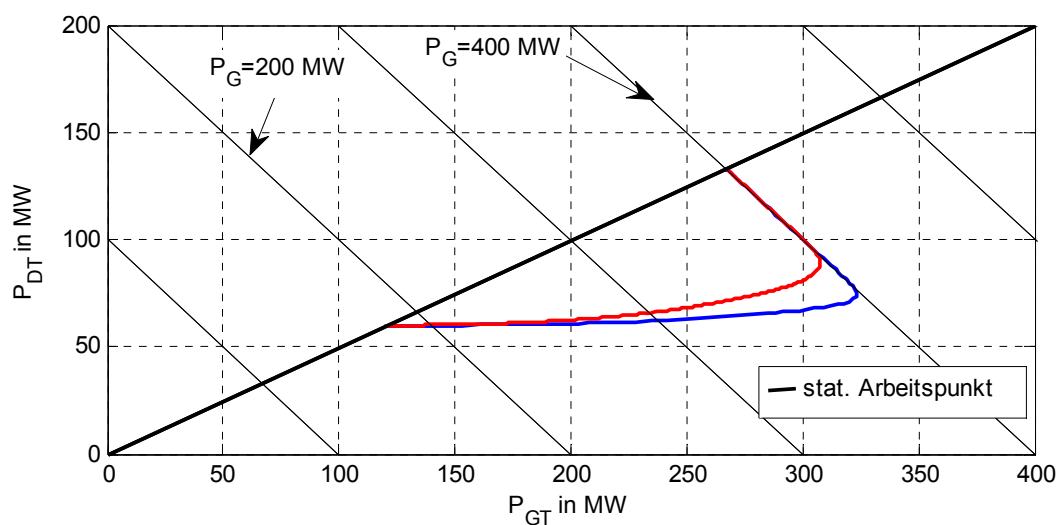
Die Verläufe des flachen Ausgangs und dessen Zeitableitungen werden nicht explizit vorgegeben, sondern wie in Kapitel 3.3 beschrieben aus  $y_{\text{Soll}}$ , den Sollwertverläufen der physikalischen Ausgänge  $y$ , berechnet [76]. Der Zusammenhang ergibt sich aus der im vorigen Abschnitt beschriebenen Parametrisierung. Die Differentialgleichung der internen Dynamik ist für das gegebene Modell stabil und kann durch Umformen von  $\psi_y$  aus Gleichung (19) in der Form

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= f_{y1}(z_1, y_1) \\ \ddot{z}_2 &= f_{y2}(z_1, \dot{z}_1, \ddot{z}_1, z_2, \dot{z}_2, \ddot{z}_2, y_2) \end{aligned} \quad (29)$$

angegeben werden. Da laut Gleichung (28) die dritte bzw. vierte Zeitableitung von  $z$  benötigt wird, muss die interne Dynamik für  $z_1$  bzw.  $z_2$  zweimal bzw. einmal abgeleitet werden.

Daraus ergibt sich, dass Sollwertverläufe für  $y_{\text{Soll}}$  hinreichend glatt, d.h. hinreichend oft stetig differenzierbar sein müssen. Im Speziellen gilt, dass der Sollwertverlauf der Frischdampfenthalpie ( $y_1$ ) mindestens  $C^3$ -stetig, der Sollwertverlauf der Leistung ( $y_2$ ) mindestens  $C^2$ -stetig sein muss.

Eine anschauliche Interpretation der internen Dynamik ergibt sich aus dem Zusammenhang von Gas- und Dampfturbinenleistung. Dabei tritt die sogenannte *Nullodynamik* als Spezialfall der internen Dynamik auf. Dies ist bei kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken beispielsweise der Fall, wenn der neue Arbeitspunkt nach einem Lastwechsel erreicht ist und sich die Gesamtleistung nicht mehr ändert. Dennoch finden über diesen Zeitpunkt hinaus Ausgleichsvorgänge zwischen Gas- und Dampfturbine aufgrund der Verzögerung durch die Dampferzeugung statt, d.h. der Prozess ist noch nicht im stationären Betriebszustand angekommen, wengleich sich die Ausgangsgröße nicht mehr ändert. Dieser Zusammenhang wird durch die interne Dynamik beschrieben und kann, wie in Abbildung 3-6, im Phasenraum dargestellt werden. Auf den Achsen ist die Leistung von Gas- bzw. Dampfturbine dargestellt, Linien gleicher Gesamtleistung ergeben sich aus der Summe der beiden Einzelleistungen und sind exemplarisch eingezeichnet. In stationären Betriebszuständen ändert sich die Leistung nicht, und der Anteil der Leistung der einzelnen Turbinen an der Gesamtleistung ist unabhängig von der jeweiligen Blocklast konstant (Parameter  $\beta$ ). Im gewählten Beispiel ist  $\beta = 2/3$ , die Linie aller stationären Arbeitspunkte ergibt sich daher wie in Abbildung 3-6



**Abbildung 3-6: Stabile Betriebspunkte in Abhängigkeit von Gas- und Dampfturbinenleistung in der Phasenebene**

dargestellt. Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge sind zwei Lastwechsel mit flachheitsbasierter Steuerung eingezeichnet, wobei der rote Verlauf einer größeren Transitionszeit  $[t_0, t_E]$  und damit einem langsameren Lastwechsel entspricht. Die Leistung wird dabei jeweils ausgehend von ca. 200 MW auf 400 MW erhöht. Aufgrund der schnellen Dynamik der Gasturbine gegenüber Abhitzedampferzeuger und Dampfturbine hat die Gasturbine zunächst den wesentlichen Anteil an der Leistungserhöhung, die Leistung der Dampfturbine erhöht sich nur langsam. Nach Erreichen der 400 MW-Linie ist der Lastwechsel abgeschlossen, da die Zielleistung erreicht ist. Es finden jedoch weiterhin Ausgleichsvorgänge zwischen GT und DT statt. Im Falle eines positiven Lastwechsels wie in Abbildung 3-6 wird die Leistung der Gasturbine wieder reduziert, da die Leistung der Dampfturbine aufgrund der Trägheit der Dampferzeugung weiter ansteigt. Diese Ausgleichsvorgänge, die sich nicht in der Blockleistung bemerkbar machen, basieren auf der internen Dynamik des Prozesses und dauern an, bis ein neuer stationärer Arbeitspunkt erreicht ist.

### 3.5 Anwendung auf kohlegefeuerte Kraftwerke

Der hier beschriebene Ansatz ist vielseitig einsetzbar, Voraussetzung ist lediglich, dass das verwendete Prozessmodell die Systemeigenschaft der *differentiellen Flachheit* besitzt.

Daher liegt die Anwendung dieser Methodik für andere konventionelle Kraftwerke wie kohlegefeuerte Anlagen nahe. Auch wenn maßgebliche Unterschiede zwischen Abhitzedampferzeugern und befeuerten Dampferzeugern bestehen, so sind diese aus regelungstechnischer Perspektive nicht entscheidend. Für den Steuerungsentwurf ist relevant, dass die dynamischen Zusammenhänge zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen, also das transiente Übertragungsverhalten, realitätsnah abgebildet wird. Durch Anpassung der Parametrierung kann die Modelldynamik an den jeweiligen Dampferzeuger angepasst werden. Somit ist lediglich die Wärmequelle verschieden, sodass die Gasturbine durch ein geeignetes Modell für Mühlen und Feuerung ersetzt werden muss.

## 4 Sollwertführung

Die Sollwertführung ist neben dem eigentlichen Steueralgorithmus die zweite wesentliche Komponente, die eine flachheitsbasierte Steuerung ausmacht. Sie hat die Aufgabe, aus Zielwerten für die Regelgrößen geeignete Sollwertverläufe zu generieren. Ein Zielwert  $P_{\text{Ziel}}$  kann beispielsweise im Falle einer fahrplanbedingten Leistungsänderung des Blocks der zu einem bestimmten Zeitpunkt zu erreichende neue stationäre Arbeitspunkt sein (siehe Abbildung 4-1 a)).

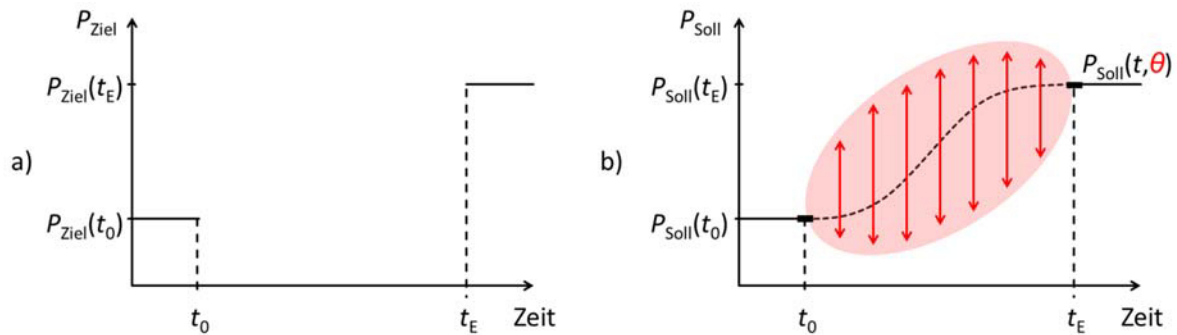
Die generierten Sollwertverläufe werden in der Systemtheorie als Trajektorien der Sollwerte bzw. Sollwerttrajektorien bezeichnet, weshalb an Stelle der Sollwertführung auch oftmals von *Trajektorienplanung* gesprochen wird [80].

### 4.1 Anforderungen an Sollwertverläufe

Wie bereits in Kapitel 2.4.2 und Kapitel 3.4 gezeigt wurde, sind rampenförmige Sollwertverläufe sowohl in Hinblick auf die Prozessdynamik als auch vor dem Hintergrund der flachheitsbasierten Steuerung nicht geeignet. Darüber hinaus bieten Rampen keinen Freiheitsgrad in der Planung, da sie immer die direkte Verbindung zweier stationärer Arbeitspunkte darstellen.

In Kombination mit der flachheitsbasierten Steuerung kommen daher Funktionen für Sollwertverläufe in Frage, die gewisse Freiheitsgrade bei der Planung ermöglichen. Diese Freiheitsgrade können genutzt werden, um Optimierungsziele zu erreichen, siehe Abschnitt 4.4. Wie diese Freiheitsgrade aussehen können ist in Abbildung 4-1 b) dargestellt. Die Abbildung orientiert sich an einer Darstellung aus [81]. Der gestrichelte Verlauf deutet einen möglichen Sollwertverlauf zwischen zwei stationären Arbeitspunkten an. Dieser ist jedoch nicht zwingend vorgegeben sondern kann innerhalb gewisser Grenzen, hier durch die





**Abbildung 4-1: Zusammenhang zwischen Zielwerten (a) und Sollwertverlauf (b) zwischen zwei stationären Arbeitspunkten mit Freiheitsgraden**

rote Ellipse dargestellt, liegen. Die Ellipse ist exemplarisch gewählt, die tatsächlichen Grenzen ergeben sich aus diversen Randbedingungen, wie in den folgenden Abschnitten beschrieben wird. Innerhalb der gegebenen Grenzen kann über einen freien Parameter  $\theta$  der Kurvenverlauf definiert werden, sodass der Sollwert nicht nur von der Zeit, sondern auch von  $\theta$  gemäß  $P_{\text{Soll}}(t, \theta)$  abhängt.

#### 4.1.1 Netzseitige Randbedingungen

Der Transmission Code als Regelwerk der deutschen Übertragungsnetzbetreiber definiert die Zugangsbestimmungen zum europäischen Verbundnetz in Deutschland [15]. Aus Vorgaben für den Stromnetzbetrieb ergeben sich gewisse Randbedingungen für den Betrieb von Kraftwerken.

Der Mechanismus der *erzeugerseitigen Ausgleichsenergiekosten* hat zur Folge, dass Erzeuger anstreben, ihren Fahrplänen möglichst ohne große Abweichungen zu folgen [82]. Die Fahrpläne ergeben sich aus stündlich bzw. viertelstündlich gehandelten Produkten, wobei die Abrechnung in viertelstündlichen Intervallen vorgenommen wird. Die Umsetzung der Fahrplanvorgaben wird laut [82] unterschiedlich gehandhabt, alle Varianten beinhalten jedoch einen rampenförmigen Sollwertverlauf. Dies gilt nicht nur für thermische Kraftwerke [83]. Die Varianten unterscheiden sich in Start- und Endzeitpunkt des Lastwechsels relativ zum Stundenwechsel. Dabei kann es sowohl zu Über- als auch zu Unterdeckungen kommen. Unterdeckungen sind mit Ausgleichskosten verbunden, Überdeckungen mit entsprechenden Mehrkosten aber auch eventuellen Mehrerlösen bei Unterdeckung der jeweiligen

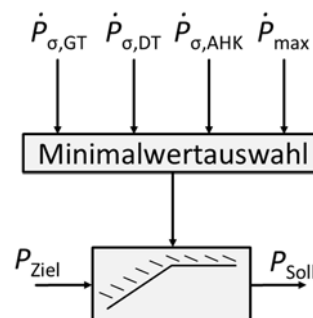
Regelzone. Für weitere Details zum Zusammenwirken von Kraftwerken und Netz sei auf [82] verwiesen.

Den Details der Sollwertführung liegen demnach betriebswirtschaftliche Überlegungen zugrunde. Es besteht jedoch keine Notwendigkeit, rampenförmige Sollwertverläufe einzusetzen.

#### 4.1.2 Prozessseitige Randbedingungen

Die bislang bestehenden Randbedingungen an die Sollwertführung sind in der VDI-Richtlinie zur *Blockführung von Wärmekraftwerken* beschrieben [54]. Abbildung 4-2 orientiert sich an dieser Richtlinie. Die Randbedingungen werden bei dieser Vorgehensweise zur Begrenzung der Änderungsrate des Sollwertes eingesetzt. Hierbei ist der kleinste, also am meisten beschränkende, Wert ausschlaggebend. Neben einer maximalen Änderungsrate unter Idealbedingungen  $\dot{P}_{\max}$  gehen noch drei weitere Werte  $\dot{P}_{\sigma}$  ein, die auf thermischen Spannungen in den verschiedenen Komponenten der Anlage, d.h. Gasturbine, Dampfturbine und Abhitzedampferzeuger, basieren. Die Beschränkung der Änderungsrate des Sollwertes hat das Ziel, Bauteilbelastungen zu begrenzen. Durch die Erweiterung des Blockführungskonzeptes ist der Zusammenhang zwischen den Änderungsraten und thermischen Spannungen jedoch nicht mehr in der gleichen Form gegeben, sodass auf andere Größen ausgewichen werden muss, die sich mit Bauteilbelastungen in Verbindung bringen lassen.

Der direkteste Zusammenhang könnte durch Temperaturdifferenzen in Rohren und dickwandigen Bauteilen hergestellt werden. Diese sind jedoch im Modell nicht ausreichend



**Abbildung 4-2: Berücksichtigung prozessseitiger Randbedingungen an die Sollwertführung nach dem Stand der Technik**

detailliert enthalten. Temperaturabweichungen in unterlagerten Regelkreisen, sowohl bei der Gasturbine als auch im Abhitzedampferzeuger entstehen immer dann, wenn die Anlage einen stationären Arbeitspunkt verlässt, d.h. insbesondere bei Lastwechseln. Die dadurch angeregten Störungen sind umso größer, je schneller die Leistungsänderung ist. Daher kommt die Änderungsrate des Brennstoffmassenstroms, d.h. dessen Ableitung, als zu beurteilende Größe in Frage. Der Absolutwert der maximalen Änderungsrate des Brennstoffmassenstroms hängt direkt mit der Leistungsänderungsgeschwindigkeit der Gasturbine zusammen und gemäß den obigen Überlegungen auch mit den Wärmespannungen, sowohl in der Gasturbine als auch in Abhitzedampferzeuger und Dampfturbine.

#### 4.1.3 Randbedingungen durch den Steueralgorithmus

Aus dem Steueralgorithmus ergeben sich wie in Kapitel 3.3 angedeutet Randbedingungen hinsichtlich der stetigen Differenzierbarkeit der Sollwertverläufe. Dies ist notwendig, um kontinuierliche Stellgrößenverläufe zu generieren, sodass keine Sprünge in den Stellgrößen entstehen, die nicht zu realisieren wären. Die Anforderung an die stetige Differenzierbarkeit ist auch in engem Zusammenhang mit der Modelldynamik zu sehen. Die stetige Differenzierbarkeit kann als Voraussetzung interpretiert werden, damit der Prozess dem Sollwertverlauf, bei geeigneter Steuerung, tatsächlich folgen kann.

Zunächst ist über die Eingangsparametrisierung  $\psi_u$  in Gleichung (18) definiert, dass die Stellgrößen  $u$  von Trajektorien des flachen Ausgangs  $z$  und dessen Zeitableitungen bis zur  $n$ -ten Ordnung abhängen. Da jedoch nicht die Trajektorien des flachen Ausgangs vorgegeben werden, sondern die des physikalischen Ausgangs  $y$ , muss zusätzlich die Ausgangsparametrisierung  $\psi_y$  berücksichtigt werden. Durch numerische Lösung der Differentialgleichung  $\psi_y$  können die Solltrajektorien des flachen Ausgangs als Funktion der Sollwertverläufe des physikalischen Ausgangs  $y_{\text{soll}}$  berechnet werden. Hier geht der relative Grad  $r$  des Systems ein mit der Anforderung an  $r$ -fach kontinuierlich differenzierbare Sollwertverläufe  $y_{\text{soll}} \in \mathcal{C}^r$ . Die Randbedingungen können zusammengefasst werden als:

$$\begin{array}{ll}
 y_{\text{Soll}}(t_0) = y_{\text{Soll},0} & y_{\text{Soll}}(t_E) = y_{\text{Soll},E} \\
 \begin{matrix} (i) \\ y_{\text{Soll}}(t_0) = 0, \quad i = 1(1)r \end{matrix} & \begin{matrix} (i) \\ y_{\text{Soll}}(t_E) = 0, \quad i = 1(1)r \end{matrix}
 \end{array} \quad (30)$$

Damit ergeben sich Sollwertverläufe wie beispielhaft in Abbildung 4-1 dargestellt. Das Rechteck zu Beginn und am Ende des Lastwechsels symbolisiert die stetigen Übergangsbedingungen gemäß Gleichung (30).

## 4.2 Methoden zur Sollwertführung

In diesem Abschnitt werden Methoden zur Sollwertführung beschrieben, wie sie dem Stand der Technik bei flachheitsbasierten Steuerungen entsprechen. Der Entwurf flachheitsbasierter Steuerungen wurde sowohl in Forschungsprojekten als auch industriellen Anwendungen bereits erfolgreich durchgeführt, siehe Abschnitt 3.2.4. Die meisten Veröffentlichungen beschränken sich jedoch auf den Entwurf der eigentlichen Steuerung, bei der Sollwertführung werden meistens sehr einfache Lösungen verwendet. Dies ist von Bedeutung, da die Sollwertführung in erheblichem Umfang das dynamische Verhalten des Prozesses beeinflusst. Dieser Sachverhalt ist beispielsweise in [84] beschrieben.

Die bei Weitem gängigste Form der Sollwertführung ist über einen Polynom-Ansatz, siehe z.B. [25; 57; 70; 85 bis 88]. Der Vorteil dieses Ansatzes liegt in der einfachen Parametrierung über den Anfangs- und Endpunkt sowie den Ableitungen. Bei Polynomen höherer Ordnung können die zu lösenden Gleichungssysteme allerdings schlecht konditioniert sein [89]. Darüber hinaus bieten Polynome, selbst wenn durch Wahl höherer Ordnungen zusätzliche Freiheitsgrade entstehen, nicht die Möglichkeit, beliebige Kurvenverläufe vorzugeben. Die Polynominterpolation bei gegebenen Wegpunkten ist keine geeignete Lösung, da Interpolationspolynome mit wachsendem Polynomgrad starke Schwankungen aufweisen können, die nicht den gewünschten Verläufen entsprechen. Dieser Effekt ist beispielsweise in [89] dargestellt. Gegenüber reinen Polynomen können daher Splinefunktionen vorteilhaft sein [86; 57; 89]. Splinefunktionen entstehen durch Verknüpfung abschnittsweise stetig differenzierbarer Funktionen (insbesondere Polynomen), wobei die Übergangsbedingungen jeweils zu beachten sind. Durch die abschnittsweise Verknüpfung entstehen zusätzliche Freiheitsgrade und es können Polynome niedrigeren Grades eingesetzt werden, als bei der

reinen Polynominterpolation [89]. Eine höhere Anzahl stetiger Differentiationen ist dennoch nur mit höherem Polynomgrad möglich, sodass das grundsätzliche Problem bestehen bleibt.

Ohne explizite Basisfunktion kommt ein unter anderem in [80] erwähnter Ansatz aus. Hierbei wird das Zielwertsignal über einen geeigneten Tiefpass gefiltert. Ausgang des Tiefpassfilters ist jedoch nicht nur das verzögerte Ziel-Signal, sondern auch dessen stetige Ableitungen. Die Filterordnung ist hierbei geeignet zu wählen, um die notwendige Anzahl an Zeitableitungen zu ermöglichen. Dieser Ansatz spielt auch bei der Online-Trajektorienplanung eine Rolle, siehe Kapitel 4.5. Nachteilig ist hier in erster Linie, dass der Sollwertverlauf nicht im Vorfeld explizit vorgegeben wird, sondern sich aus der Filterdynamik sowie dem Zielwertsignal ergibt.

Um die genannten Nachteile bekannter Ansätze zu umgehen, werden im Folgenden Bézierkurven als Ansatzfunktionen vorgeschlagen. Bézierkurven sind schon zur Planung von räumlichen Trajektorien in der Robotik bzw. Pfadplanung verwendet worden (siehe z.B. [90] und [91]), jedoch kommen sie auch zur Planung von zeitlichen Sollwertverläufen in Frage. In dieser Form sind Bézierkurven, nach Kenntnis des Autors, in der Praxis bislang nicht systematisch eingesetzt worden, wenngleich sie auch in [92] beschrieben sind.

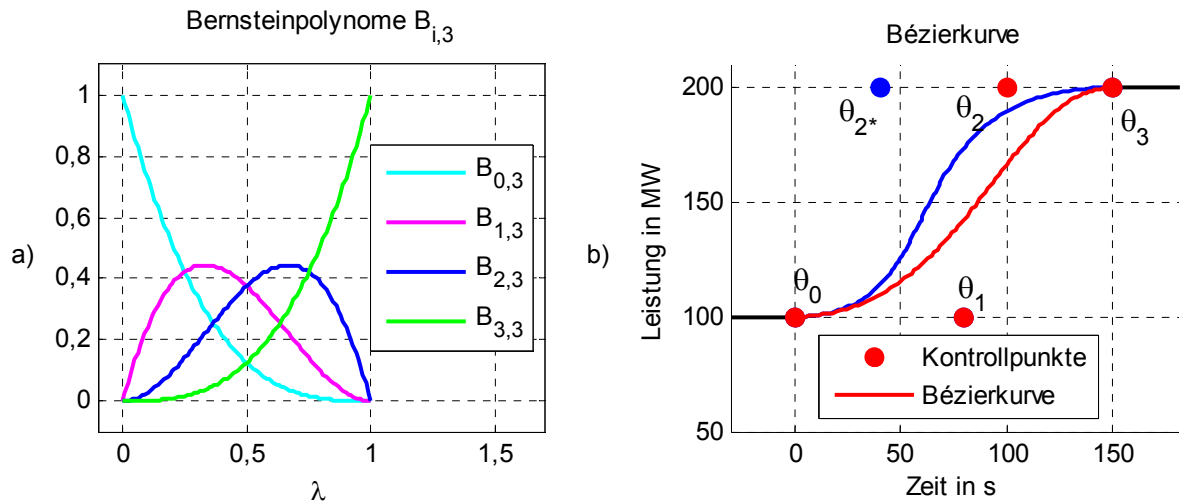
## 4.3 Bézierkurven zur Sollwertführung

Bézierkurven wurden Mitte der 1960er Jahre erstmals beschrieben. Sie wurden unabhängig von Pierre Bézier und Paul de Casteljau entdeckt und zur computergestützten Konstruktion in der Automobilbranche genutzt [93 bis 95].

### 4.3.1 Konstruktion von Bézierkurven

Es handelt sich um parametrische Kurven auf Basis sogenannter Kontrollpunkte  $\theta_i$ , wobei der Grad der Kurve von der Anzahl Kontrollpunkte abhängt [89; 96]. Die Bézierkurve  $y(\lambda)$  der Ordnung  $n$  ist gegeben durch:

$$y(\lambda) = \sum_{i=0}^n B_{i,n}(\lambda) \theta_i \quad (31)$$



**Abbildung 4-3: Bernsteinpolynome 3. Grades (a) und Einfluss der Lage der Kontrollpunkte auf den beispielhaften Kurvenverlauf (b)**

Der Parameter  $\lambda \in [0,1]$  beschreibt den Verlauf der Kurve zwischen Start- und Endpunkt. In Abhängigkeit von  $\lambda$  sind die Bernsteinpolynome  $B_{i,n}$  des Grades  $n$  definiert, die zur Konstruktion der Bézierkurve mit den Kontrollpunkten gemäß Gleichung (31) gewichtet werden:

$$B_{i,n}(\lambda) = \binom{n}{i} \lambda^i (1-\lambda)^{n-i} \quad (32)$$

Die Bernsteinpolynome sind für alle Werte von  $\lambda$  eine Zerlegung der Eins, sodass gilt:

$$\sum_{i=1}^n B_{i,n}(\lambda) = 1 \quad \forall \lambda \in [0 \ 1]. \quad (33)$$

Abbildung 4-3 a) zeigt beispielhaft den Verlauf der Bernsteinpolynome 3. Grades. Die Kontrollpunkte  $\theta_i$  bestehen jeweils aus einem Wert für die Zeit  $t_i$  und einem Wert für die Leistung  $P_i$  in der Form  $\theta_i = [t_i \ P_i]^T$  und können daher in einem Diagramm über der Zeit dargestellt werden. Abbildung 4-3 b) zeigt dies beispielhaft für einen Lastwechsel zwischen zwei stationären Arbeitspunkten innerhalb von 60 Sekunden.

Der Einfluss der Lage der Kontrollpunkte auf den Verlauf der Kurve ist global. Dies ist veranschaulicht an der exemplarischen Verschiebung des Kontrollpunktes  $\theta_2$  zu  $\theta_{2^*}$  und der Auswirkung auf den Verlauf der Bézierkurve (blau gegenüber rot). Die Lage von  $\theta_2$  geht über Gewichtung mit dem Bernsteinpolynom  $B_{2,3}$  in den Kurvenverlauf ein. Gemäß Abbildung

4-3 a) ist der Einfluss von  $P_2$  daher im Bereich  $\lambda = 2/3$  (d.h. nach  $2/3$  des Weges von  $\theta_0$  nach  $\theta_3$ ) am größten, was sich mit dem gezeigten Verlauf in Abbildung 4-3 b) deckt, da hier die Abweichung zwischen roter und blauer Kurve ebenfalls am größten ist. Die schwarzen Fortsetzungen der Bézierkurven dienen lediglich der Veranschaulichung der beiden stationären Arbeitspunkte.

#### 4.3.2 Eignung von Bézierkurven für die Sollwertführung

Bézierkurven besitzen diverse Eigenschaften, die für den Einsatz zur Sollwertführung besonders vorteilhaft sind. Aufgrund der nachfolgend genannten Eigenschaften von Bézierkurven werden ausschließlich diese im Folgenden verwendet:

- Bézierkurven liegen innerhalb der konvexen Hülle ihrer Kontrollpunkte [96]. Der Verlauf lässt sich daher vor der Berechnung abschätzen, ungewünschte Effekte wie die Oszillationen bei Polynomen höheren Grades treten nicht auf [89].
- Bézierkurven sind Linearkombinationen der Kontrollpunkte und zeichnen sich daher durch einfache und numerisch stabile Berechnungsvorschriften aus [96].
- Anforderungen an die stetige Differenzierbarkeit können direkt in Anforderungen an die Lage der Kontrollpunkte übersetzt werden, sodass diese Randbedingungen in Algorithmen zur Sollwertführung einfach berücksichtigt werden können [96].
- Der Grad der Bézierkurve hängt von der Anzahl ihrer Kontrollpunkte ab, wobei bestehende Kurven einfach um weitere Kontrollpunkte ergänzt werden können. Hierdurch ist einfache Skalierbarkeit auf Kurven höheren Grades gegeben [96].
- Durch die Lage der Kontrollpunkte ergeben sich Freiheitsgrade, die vielfältige Kurvenverläufe ermöglichen. Bézierkurven sind somit zur Anwendung in Optimierungsproblemen sehr gut geeignet.

Eine gewisse Einschränkung der möglichen Kurvenformen ergibt sich aus dem globalen Einfluss der Kontrollpunkte. Diese Einschränkung entfällt bei den sogenannten *B-Splines*, einer Verallgemeinerung der Bézierkurven [96]. Wie auch andere Splines sind diese abschnittsweise definiert, eine Veränderung der Lage der Kontrollpunkte wirkt sich daher nicht global, sondern nur lokal auf den jeweiligen Abschnitt aus. Dadurch entstehen weitere Freiheitsgrade bezüglich des Verlaufs der Kurve. Aufgrund der Modellunsicherheiten des

Entwurfsmodells gegenüber dem realen Prozess ist jedoch zu erwarten, dass derartige Feinheiten im Entwurf keine entscheidende Rolle spielen. Der Mehraufwand ist damit nicht gerechtfertigt, sodass B-Splines hier nicht weiter verfolgt werden. Sollten sich jedoch bei Steuerungsentwurfsproblemen größere Anforderungen an Sollwertverläufe ergeben, sind B-Splines eine geeignete Alternative.

## 4.4 Optimale Sollwertführung

Die in Kapitel 4.3 beschriebenen Freiheitsgrade können genutzt werden, um Sollwertverläufe hinsichtlich verschiedener Kriterien zu optimieren. Dabei können Standardverfahren aus der Optimierungstheorie verwendet werden. Eine Übersicht zur Thematik der nichtlinearen Optimierung bietet unter anderem [97].

### 4.4.1 Ziel der Optimierung

In Veröffentlichungen zu flachheitsbasierten Steuerungen sind bis auf wenige Ausnahmen symmetrische Sollwertverläufe gewählt, wie zum Beispiel durch einfache Polynome (siehe Abschnitt 4.2). Aufgrund des dynamischen Verhaltens der Kombianlage, insbesondere aufgrund der Trägheit des Wasser-Dampf-Kreislaufs, sind diese Sollwertverläufe nicht ideal. Dem Prozess würde durch symmetrische Sollwertverläufe ein „unnatürliches“ Verhalten aufgezwungen, das nur mit unnötig großem Stellaufwand zu erreichen ist. Durch Optimierung der Sollwertverläufe kann das dynamische Verhalten des Prozesses explizit berücksichtigt werden. Ein mögliches Ziel der Optimierung ist daher<sup>9</sup>:

- Ein möglichst geringer Stellaufwand während des Lastwechsels, d.h. schonender Betrieb der Gasturbine.
- Ein möglichst ruhiger Betrieb der Gesamtanlage, der nur geringe Störungen (wie zum Beispiel Temperaturschwankungen) in unterlagerten Regelkreisen mit sich bringt.

Die Berücksichtigung dieser beiden Zielsetzungen bei der Formulierung des Optimierungsproblems wird im Folgenden beschrieben.

---

<sup>9</sup> Grundsätzlich können alle Größen in die Optimierung mit einbezogen werden, die im zu Grunde liegenden Modell abgebildet sind.



#### 4.4.2 Formulierung des Optimierungsproblems

Um die genannten Ziele in der Optimierung berücksichtigen zu können, müssen diese über geeignete Größen mathematisch erfassbar gemacht werden.

Der Stellaufwand kann dabei über das Stellsignal der Gasturbine bewertet werden. Je schneller sich der zugeführte Brennstoffmassenstrom ändert, desto schneller ändert sich die Leistung der Gasturbine. Dies ist mit thermischen Belastungen verbunden (siehe Abbildung 4-2), sodass die Bewertung der maximalen Änderungsrate des Brennstoffmassenstroms an Stelle der Änderungsrate der Leistung geeignet ist. Da sowohl Leistungserhöhungen als auch -absenkungen relevant sind, wird der maximale Absolutwert der Änderungsrate berücksichtigt.

Das zweite Ziel der Optimierung ist ein möglichst ruhiger Betrieb der Anlage bei Lastwechseln. Zur Beurteilung kann das Regelverhalten unterlagerter Regelungen untersucht werden. So hat bereits das Einführungsbeispiel (siehe Abbildung 1-5) gezeigt, dass Leistungsänderungen mit erhöhten Schwankungen der GT-Austrittstemperatur einhergehen. Diese Temperaturabweichungen hängen davon ab, wie schnell sich die Leistung der Gasturbine ändert. Die Änderungsgeschwindigkeit der Gasturbinenleistung kann daher zur Bewertung herangezogen werden. Um das Optimierungsproblem jedoch möglichst einfach zu halten und eine weitere Größe im Gütefunktional zu vermeiden, wird an Stelle der Änderungsgeschwindigkeit der Leistung der Gasturbine wiederum auf die maximale Änderungsrate des Brennstoffmassenstroms zurückgegriffen, da diese Größen in direktem Zusammenhang stehen. Das zu minimierende Gütefunktional des Optimierungsproblems kann daher gemäß Gleichung (34) formuliert werden:

$$J = \max \left( \left| \frac{d}{dt} \dot{M}_{\text{Br}} \right| \right) \rightarrow \min \quad (34)$$

Dabei ist zu beachten, dass *nicht* die maximale Änderungsrate des Sollwertverlaufs minimiert wird. Diese Fragestellung würde bei gegebenem Start- und Endpunkt des Lastwechsels einen rampenförmigen Verlauf ergeben. Vielmehr ergibt sich durch Lösung des in Gleichung (34) formulierten Optimierungsproblems ein Sollwertverlauf mit höherer maximaler Änderungsrate als bei einem rampenförmigen Sollwertverlauf. Aufgrund der verbesserten

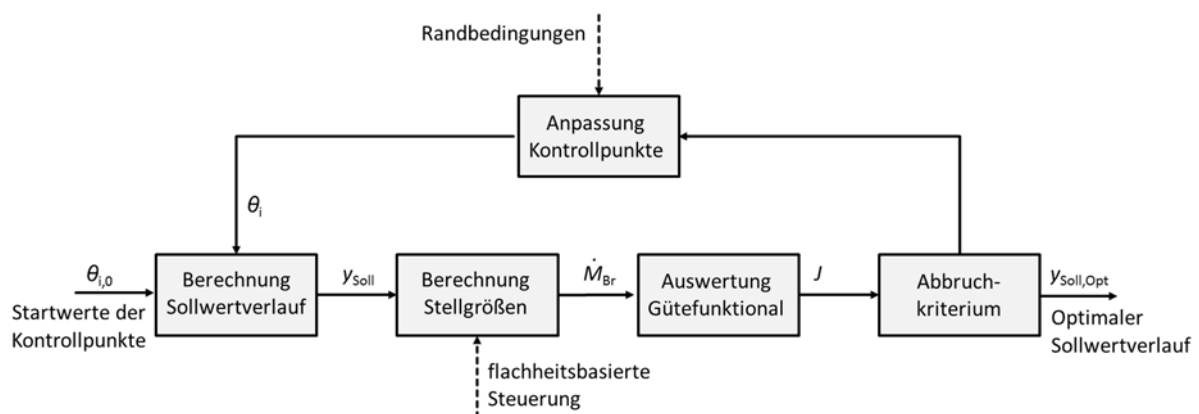
Prozessführung durch die flachheitsbasierte Steuerung kann jedoch das Gesamtverhalten verbessert werden, wie in Kapitel 5 gezeigt wird.

Um die Lösung der Optimierungsaufgabe möglichst einfach zu gestalten, kommt das in Anhang A.3 beschriebene Prozessmodell und der dafür entwickelte Steueralgorithmus (siehe [27]) zum Einsatz. Dieses Modell ist insofern besonders geeignet, da es auf die relevante Leistungsdynamik beschränkt ist.

Da das Simulationsmodell und auch die flachheitsbasierte Steuerung die Enthalpiedynamik umfassen, muss auch für die Frischdampfenthalpie ein geeigneter Sollwertverlauf generiert werden. Dieser wird online über ein Tiefpassfilter (siehe Abschnitt 4.2 und [80]) berechnet, dessen Eingang die aktuelle Zielgröße der Frischdampfenthalpie ist. Diese wird aus dem Frischdampfdruck sowie dem Sollwert der Frischdampf Temperatur zu jedem Zeitpunkt berechnet. Da Frischdampfdruck und Leistung (der Dampfturbine) direkt voneinander abhängen, ist damit auch der Zusammenhang der Enthalpiesollwerte zum optimierten Leistungssollwert gegeben, sodass hier keine separate Optimierung durchgeführt werden muss.

#### 4.4.3 Klassifizierung und Lösung des Optimierungsproblems

Die Auswahl geeigneter Lösungsverfahren für Optimierungsprobleme hängt von der Problemstellung ab [98], sodass das Optimierungsproblem zunächst klassifiziert werden muss. Die beiden in Abschnitt 4.4.1 definierten Zielsetzungen konnten anhand einer Größe mathematisch formuliert werden (Gleichung (34)). Es handelt sich daher um ein skalares



**Abbildung 4-4: Schematischer Ablauf der Lösung des Optimierungsproblems**

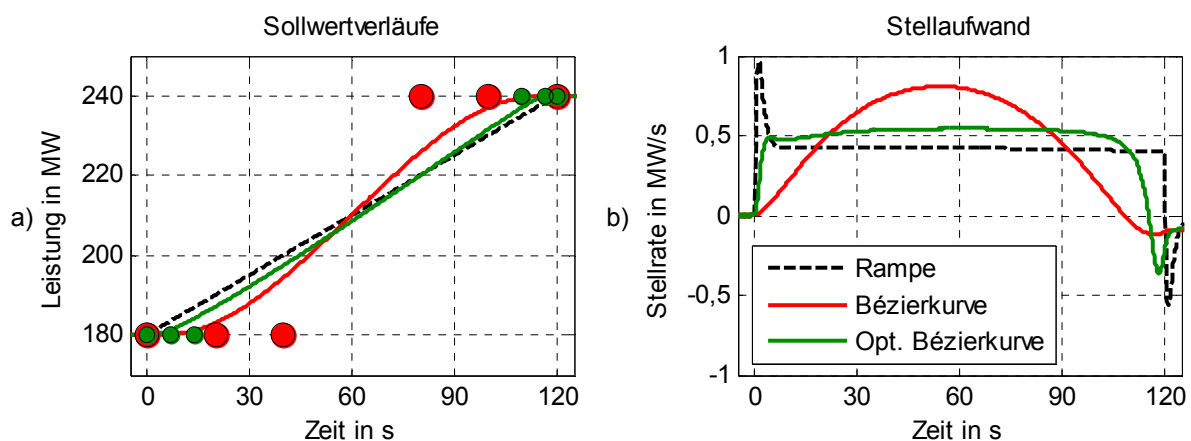
Optimierungsproblem, was die Aufgabenstellung deutlich vereinfacht. Darüber hinaus ist das Optimierungsproblem beschränkt, da es Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen gibt, die zu erfüllen sind.

In die Auswertung des Gütefunktionalen gehen die Modellgleichungen in Form des Steueralgorithmus und der internen Dynamik ein. Darüber hinaus ergeben sich aus dem Steueralgorithmus die in Kapitel 4.1.2 beschriebenen Randbedingungen hinsichtlich der stetigen Differenzierbarkeit der Sollwertverläufe. Diese Randbedingungen lassen sich übersetzen in Randbedingungen bezüglich der Lage der Kontrollpunkte. Die genauen Zusammenhänge sind im Detail in Anhang B beschrieben.

Die Optimierungsaufgabe wird in MATLAB implementiert und mit einer zur beschränkten Optimierung geeigneten Version der Funktion *fminsearch* gelöst (*fminsearchbnd* von John d'Errico, erhältlich über MATLAB Central [99]). Die Funktion basiert auf dem Nelder-Mead Simplex-Algorithmus, siehe auch [100]. Dabei handelt es sich um ein direktes Suchverfahren, d.h. es kommt ohne die Bildung von Ableitungen aus. Der Ablauf der Optimierung ist schematisch in Abbildung 4-4 dargestellt.

#### 4.4.4 Optimale Lastwechseltrajektorien

Abbildung 4-5 zeigt beispielhaft die Lösung der beschriebenen Optimierungsaufgabe, siehe auch [29]. Abbildung 4-5 a) zeigt eine Leistungserhöhung von 30 MW in einer Minute als Rampe sowie in roter Farbe eine Bézierkurve mit ihren Kontrollpunkten. Diese stellt den



**Abbildung 4-5: Lösung des Optimierungsproblems mit minimalen Änderungsraten der Stellgröße**

Ausgangspunkt der Optimierung dar. Der optimale Sollwertverlauf ist grün dargestellt, wobei deutlich zu erkennen ist, wie sich durch die Optimierung die Lage der Kontrollpunkte verändert und damit auch der Verlauf der Kurve. Die optimierte Bézierkurve ist insbesondere nicht mehr symmetrisch, was der verschobene Schnittpunkt mit der Rampe verdeutlicht. Der Größenunterschied der Punkte dient lediglich der Anschaulichkeit. Die Stellrate, d.h. die Änderungsrate der Stellgröße, ist in Abbildung 4-5 b) dargestellt. Deren betragsmäßiger Maximalwert ist der Wert des Gütefunktional, der bei der Optimierung minimiert wurde. Offensichtlich ist der Maximalwert der grünen Kurve deutlich geringer als in der Ausgangssituation (rot). Positiver und negativer Maximalwert sind ähnlich groß, darüber hinaus wird der Maximalwert über einen Großteil des Lastwechsels ausgenutzt, was für die Plausibilität der Optimierungsergebnisse spricht. Insbesondere ist der Maximalwert deutlich geringer als bei dem rampenförmigen Sollwertverlauf im klassischen Blockführungskonzept.

Die Vorteile der optimalen Sollwertführung werden in Kapitel 5.4 anhand von Simulationsstudien dargestellt.

## 4.5 Online-Sollwertführung zur Bereitstellung von Sekundärregelleistung

Die bisherigen Betrachtungen zur Sollwertführung dienen der Erzeugung von Sollwertverläufen für im Voraus bekannte Arbeitspunkt- bzw. Leistungsänderungen (Fahrplanvorgaben). Eine wesentliche Rolle für den Betrieb von Kraftwerken spielt jedoch auch die Aktivierung von Regelleistung. Hierbei sind andere Mechanismen zu beachten, die im Folgenden diskutiert werden.

### 4.5.1 Grundlagen der Aktivierung von Regelleistung

Für einen stabilen Betrieb von elektrischen Verbundsystemen müssen Erzeugung und Verbrauch zu jeder Zeit im Gleichgewicht sein. Im europäischen Verbundsystem liegt der Sollwert der Netzfrequenz bei 50 Hz, aus Leistungsungleichgewichten ergeben sich Frequenzabweichungen. Diesen Frequenzabweichungen wird über die sogenannte

*Leistungs-/Frequenzregelung* durch Aktivierung von Regelleistung entgegengewirkt. Für das europäische Verbundsystem ist die Funktionsweise im „UCTE Operation Handbook“ festgelegt [5]. Die Aktivierung von Regelleistung ist hierarchisch aufgebaut. Es werden drei Typen von Regelleistung unterschieden, die sich bei Bedarf gegenseitig ergänzen. Sie unterscheiden sich sowohl hinsichtlich der vorgehaltenen Leistung, der Dauer der Aktivierung sowie Funktionsweise der Aktivierung. Die nachfolgenden Erläuterungen sind dem „UCTE Operation Handbook“ entnommen [5].

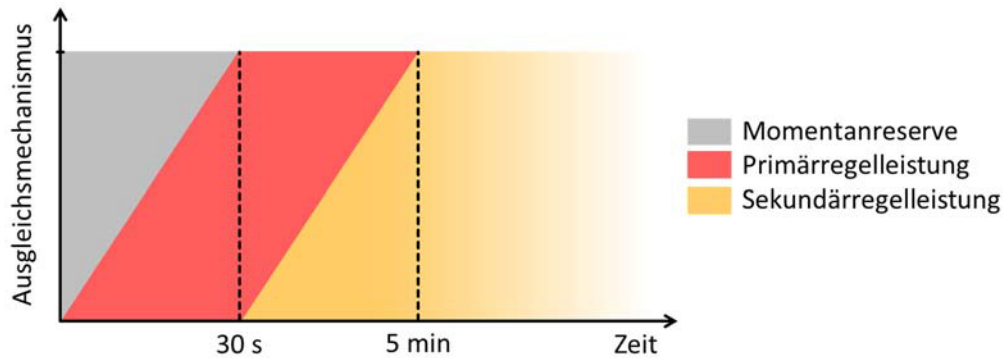
**Primärregelung:** Um Frequenzabweichungen zu begrenzen kommt zunächst die Primärregelung zum Einsatz. Diese wird solidarisch von allen an der Primärregelung beteiligten Kraftwerken erbracht, wobei die Höhe der zu erbringenden Leistung proportional zur Frequenzabweichung ist. Es handelt sich somit um eine dezentrale Proportional-Regelung. Aufgrund der sofortigen Aktivierung ist eine Berücksichtigung in der Sollwertführung für die Steuerung nicht möglich. Aus regelungstechnischer Sicht ist die Primärregelleistung daher eine Störung, auf die nur mit der Regelung reagiert werden kann (siehe Abschnitt 1.2).

**Sekundärregelung:** Aufgrund des P-Regler-Charakters der Primärregelung würde ein bleibender Regelfehler bestehen bleiben. Die Sekundärregelung hat daher die Aufgabe, die Netzfrequenz nach einer Störung wieder auf den Sollwert zurückzuführen. Hierbei wird durch den Übertragungsnetzbetreiber einer jeden Regelzone ein Regelfehler bestimmt. In Deutschland<sup>10</sup> wird dieses Leistungsdefizit scheibenweise, je nach Angebot der einzelnen Kraftwerke oder Kraftwerkpools (entsprechend einer *merit order*, siehe [102]), als Sollwert an die anbietenden Erzeuger weitergegeben. Dabei muss eine Reaktion des Istwerts auf den Sollwert der Sekundärregelleistung auf Blockebene nach 30 Sekunden erkennbar sein, die zu erbringende Leistung muss nach spätestens fünf Minuten vollständig aktiviert sein. Abbildung 4-6 zeigt schematisch die sequentielle Aktivierung der unterschiedlichen Typen von Regelleistung inklusive der systeminhärenten Momentanreserve.

Im Gegensatz zu Fahrplanänderungen, die zu bekannten Zeitpunkten erfolgen, wird vom Übertragungsnetzbetreiber zur Aktivierung von Sekundärregelleistung ein kontinuierliches Signal bereitgestellt. Dieses wird als Leistungssollwert zum Fahrplansollwert des Blocks

---

<sup>10</sup> Im internationalen Vergleich werden im Wesentlichen zwei Verfahren angewendet, einen Überblick gibt [101].



**Abbildung 4-6: Sequentielle Aktivierung von Regelleistung gemäß UCTE Operation Handbook**

addiert. Die genannten Randbedingungen bezüglich der Aktivierung ermöglichen die Berücksichtigung in der Sollwertführung und eine entsprechende Ansteuerung des neuen Arbeitspunktes mit dem in Kapitel 3 vorgestellten Konzept. Aus dem kontinuierlichen Charakter ergeben sich jedoch besondere Anforderungen an die Sollwertführung.

**Tertiärregelung:** Die Aktivierung von Tertiärregelleistung wird notwendig, um bei großen Störungen zusätzliche Leistung zu aktivieren. Die Anforderung erfolgt telefonisch durch den Übertragungsnetzbetreiber. Aufgrund der sich ergebenden Verzögerungen unterscheidet sich die Aktivierung von Tertiärregelleistung aus Sicht der Blockführung nicht von fahrplanmäßigen Leistungsänderungen (siehe Kapitel 4.1.1), sodass eine getrennte Betrachtung nicht notwendig ist.

Für weitere Details zur Aktivierung von Regelleistung sei auf [5] und [6] verwiesen.

#### 4.5.2 Prädiktive Online-Sollwertführung zur Aktivierung von Sekundärregelleistung

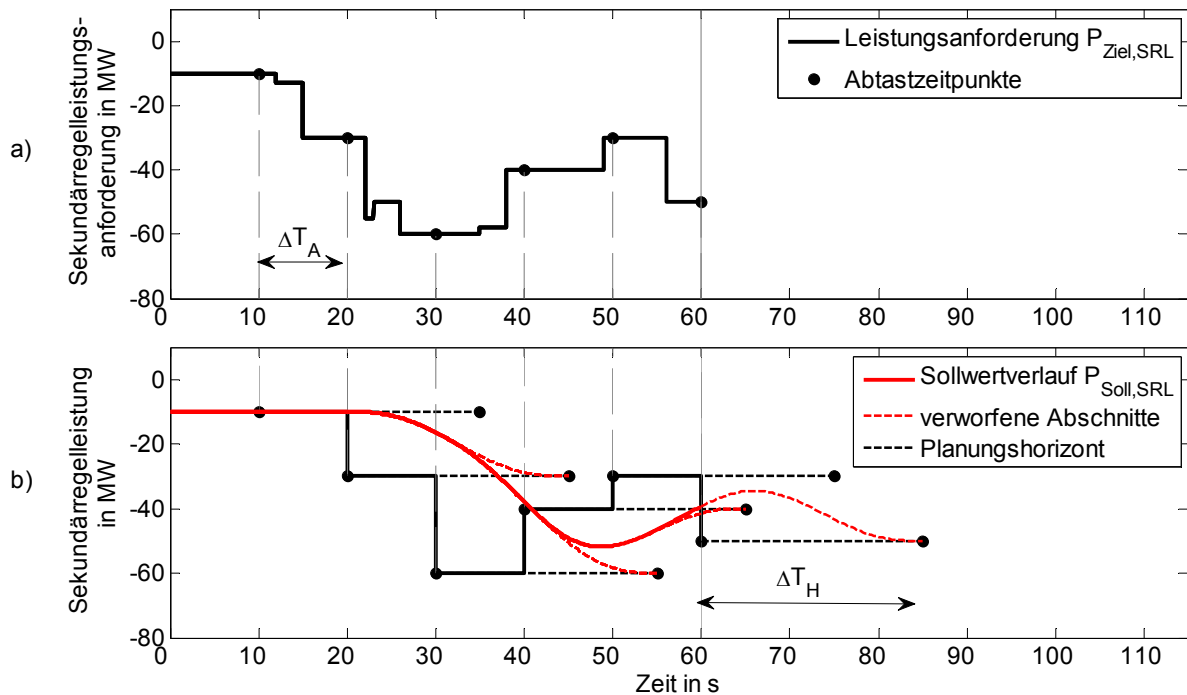
Zur Aktivierung von Sekundärregelleistung müssen Sollwertverläufe in Echtzeit aus den Verläufen der Zielwerte berechnet werden, d.h. die Folgeregelungsaufgabe wird erst während des Betriebs des Prozesses vollständig spezifiziert [80]. Daraus ergibt sich, dass der Sollwertverlauf zu jeder Zeit umgeplant werden können muss. Eine einfache Realisierung dieser Anforderung ist die bereits beschriebene Tiefpassfilterung des Zielwertverlaufs [80]. Je nach Ordnung des Filters können so die Anforderungen an die stetige Differenzierbarkeit der Sollwertverläufe eingehalten werden. Nachteilig ist bei diesem Ansatz jedoch, dass der

Sollwertverlauf nur asymptotisch gegen den Zielwert konvergiert. Dies ist in Hinblick auf den bei der Sekundärregelleistung geltenden Zeithorizont von fünf Minuten relevant. Darüber gestaltet sich der Nachweis der Reaktion auf Zielwertänderungen innerhalb der ersten 30 Sekunden als problematisch, da dies vom Übertragungsverhalten des Filters abhängt.

Diese Problematik kann umgangen werden, wenn ein Ansatz zur *modellprädiktiven Sollwertführung* verwendet wird. Ein solcher Ansatz wird auch in [80; 85; 88] in allgemeiner Form vorgestellt und für eine Kransteuerung [85] erfolgreich angewendet. Die Problemstellung ist analog zur Generierung von Sollwertverläufen zur Aktivierung von Sekundärregelleistung und wird im Folgenden an diese Aufgabenstellung angepasst vorgestellt. Einführende Untersuchungen hierzu wurden im Rahmen einer Bachelorarbeit durchgeführt [30].

Abbildung 4-7 zeigt beispielhaft die Funktionsweise der prädiktiven Online-Sollwertführung. In regelmäßigen Intervallen  $\Delta T_A$  wird der vorgegebene Zielwertverlauf der Sekundärregelleistung abgetastet, sodass die Online-Sollwertführung zeitdiskret arbeitet [80]. Das Abtastintervall ist so zu wählen, dass einerseits sichergestellt wird, dass rechtzeitig auf Änderungen im Zielwertverlauf reagiert werden kann (siehe Abschnitt 4.5.1). Andererseits soll der Berechnungsaufwand durch Neuplanung des Sollwertverlaufs möglichst gering gehalten werden, was für ein möglichst großes Abtastintervall  $\Delta T_A$  spricht. Hier ist ein geeigneter Kompromiss zu wählen.

Falls sich zum Abtastzeitpunkt  $t_k$  dabei eine Änderung der Zielwertes  $P_{\text{Ziel,SRL},k}$  gegenüber dem Zielwert des vorangehenden Abtastschrittes  $t_{k-1}$  ergibt, findet eine Neuplanung statt. Hierbei wird der abgetastete Zielwert um den Planungshorizont  $\Delta T_H$  in die Zukunft verlegt. Bei der Wahl von  $\Delta T_H$  sind die Randbedingungen der Bereitstellung von Sekundärregelleistung aus Abschnitt 4.5.1 zu beachten. Darüber hinaus muss berücksichtigt werden, dass es trotz der verbesserten Blockführung zu geringen Abweichungen zwischen nominellem Verlauf und tatsächlichem Prozessverhalten kommen kann. Der Planungshorizont sollte daher einen gewissen Puffer enthalten.



**Abbildung 4-7: Prädiktive Online-Sollwertführung für beispielhafte SRL-Anforderung und beispielhafte Parameter  $\Delta T_A$  und  $\Delta T_H$**

Als Ausgangspunkt der Neuplanung werden der aktuelle Sollwert sowie dessen Zeitableitungen gewählt, um die Stetigkeit des Übergangs zum neuen Sollwertverlauf zu garantieren. Daraus ergeben sich Randbedingungen an die Lage der Kontrollpunkte, die in der Neuplanung berücksichtigt werden müssen. Details hierzu sind in Anhang B zusammengefasst.

Der Zielwert wird als stationärer Arbeitspunkt aufgefasst, d.h. die Zeitableitungen des Sollwertverlaufs sind null. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass keine Informationen über das zukünftige Anforderungssignal und damit den weiteren Verlauf vorliegen. Extrapolationsansätze als Alternative werden in [80] beschrieben. Aufgrund des Zeithorizontes von fünf Minuten ist dieser Mehraufwand in der Neuplanung jedoch nicht gerechtfertigt.

Dem neu geplanten Sollwertverlauf wird bis zum nächsten Abtastzeitpunkt  $t_{k+1}$  gefolgt. Sollte dann ein neuer Zielwert vorliegen, wird der weitere Verlauf des Sollwerts verworfen und durch die Neuplanung ersetzt, andernfalls wird der geplante Sollwertverlauf beibehalten. Da die Sollwertverläufe für einen bestimmten Zeithorizont geplant werden, dem Verlauf jedoch nur vorübergehend gefolgt wird bis eine Neuplanung stattfindet, sind Parallelen zur modellprädiktiven Regelung (siehe Abbildung 3-3) zu erkennen. Im Gegensatz



zu [85] wird die Neuplanung jedoch nicht auf Basis des aktuellen Prozesszustands durchgeführt sondern ausgehend vom aktuellen Sollwert.

Die Werte für Planungshorizont  $\Delta T_H = 25s$  und Abtastzeit  $\Delta T_A = 10s$  wurden zu Gunsten der Anschaulichkeit in Abbildung 4-7 kleiner bzw. größer gewählt, als für die Bereitstellung von Sekundärregelleistung zielführend wäre. Ein Simulationsbeispiel mit realistischen Werten ist in Kapitel 5.6.1 zu finden. Abbildung 4-7 a) zeigt den Leistungszielwert  $P_{Ziel,SRL}$ , wie er vom Lastverteiler kommt, und dessen Abtastung. Die abgetasteten Werte werden anschließend um den Planungshorizont verschoben (Abbildung 4-7 b)) und vom aktuellen Zeitpunkt aus der neue Sollwertverlauf geplant. Die wegen Umplanung nicht weiter verfolgten Sollwertverläufe sind gestrichelt dargestellt. Daraus ergibt sich insgesamt der rot dargestellte Sollwertverlauf. Abbildung 4-7 zeigt den verzögernden Einfluss der Abtastung des Zielsignals, sodass das Abtastintervall  $\Delta T_A$  möglichst klein sein sollte. Außerdem wird deutlich, dass ein kürzerer Planungshorizont zu einem schnelleren Erreichen des Zielwertes führt.

Damit kann die Gesamtanlage, und damit auch die Dampfturbine, an der Bereitstellung von Sekundärregelleistung beteiligt werden, ohne den Abhitzedampferzeuger im modifizierten Gleitdruck zu betreiben und damit Drosselverluste in Kauf zu nehmen. Die komplette Sollwertführung ergibt sich als Kombination von prädiktiver Online-Sollwertführung und der Sollwertführung für fahrplanbasierte Leistungsänderungen (siehe Abschnitt 4.3). Aufgrund der Linearität der Addition ergibt die Summe stetig differenzbarer Sollwertverläufe wiederum einen Verlauf mit den gleichen Eigenschaften. Das Gesamtkonzept ist in Abbildung 4-8 dargestellt.

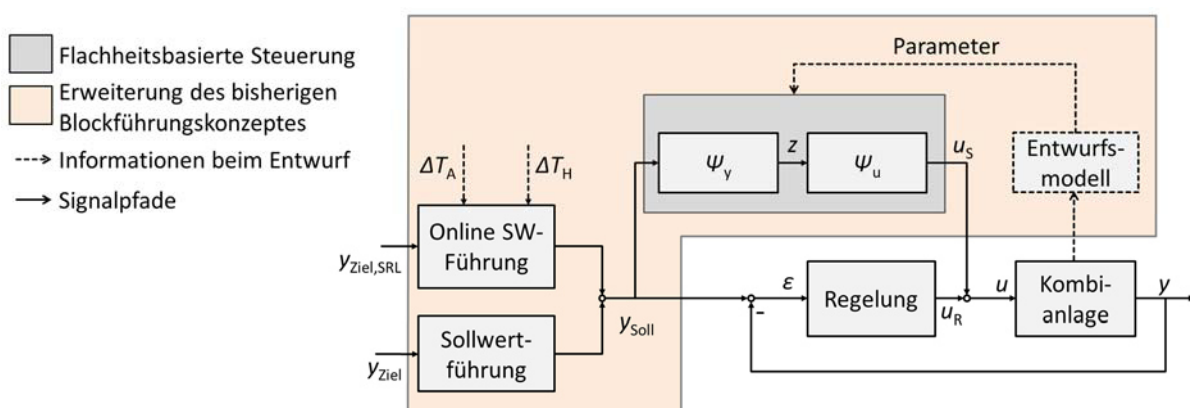


Abbildung 4-8: Einordnung der Online-Sollwertführung im Gesamtregelkonzept

## 5 Simulationsstudien

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse von Simulationsstudien zur Funktionsweise und Leistungsfähigkeit des erweiterten Blockführungskonzeptes vorgestellt. Als Simulationsszenario wird ein beispielhafter positiver Lastwechsel gewählt. Ein negativer Lastwechsel zur Vervollständigung der Simulationsstudien ist in Anhang C gezeigt.

Zunächst wird in Kapitel 5.1 die Parametrierung des verwendeten Simulationsmodells sowie das untersuchte Lastwechselszenario beschrieben.

Anschließend wird in Kapitel 5.2 das Regelverhalten unter Verwendung des klassischen Blockführungskonzeptes dargestellt, wie es in Kapitel 2.4.1 beschrieben ist. Die Reglerparameter wurden hierfür, soweit möglich, aus Messdaten identifiziert.

In Kapitel 5.3 wird die Leistungsfähigkeit des erweiterten Blockführungskonzeptes (siehe Kapitel 2.4.3) mit der flachheitsbasierten Steuerung (siehe Kapitel 3.4) sowie der neuen Sollwertführung (siehe Kapitel 4.3 und 4.4) gezeigt. Hierfür wird zunächst unter Verwendung des Entwurfsmodells als Simulationsmodell die grundsätzliche Funktionsweise erläutert, die Regelung wird dabei nicht verwendet. Anschließend wird an Stelle des Entwurfsmodells das Simulationsmodell als „realer Prozess“ in der Simulation eingesetzt. In diesem Szenario wird neben der Steuerung auch die Regelung verwendet, da wie im realen Anwendungsfall Entwurfsmodell und dynamisches Verhalten der Anlage nun nicht mehr exakt übereinstimmen. Die Regelung wird daher benötigt, um Regelfehler, die aus diesen Modellabweichungen resultieren, auszuregeln.

Der Einfluss der Sollwertverläufe auf das Regelverhalten wird in Kapitel 5.4 diskutiert. Dabei werden neben den bei flachheitsbasierten Steuerungen oftmals verwendeten Polynomen auch eine Spline-Funktion als Näherung einer Rampe sowie die optimierten Sollwertverläufe aus Kapitel 4.4 eingesetzt.

Auf Basis der Simulationsuntersuchungen aus den Kapiteln 5.2 bis 5.4 wird in Kapitel 5.5 ein ausführlicher Vergleich der untersuchten Blockführungskonzepte durchgeführt. Hierfür werden aussagekräftige Indikatoren ausgewertet, sowohl für die Regelgüte als auch den Stellaufwand.

Schließlich werden in Kapitel 5.6 weitere Arbeitspunktänderungen untersucht, die über einen reinen Lastwechsel hinausgehen. Zum einen wird die prädiktive Online-Sollwertführung zur Aktivierung von Sekundärregelleistung betrachtet. Zum anderen wird auf die Betriebsart *modifizierter Gleitdruckbetrieb* eingegangen. Durch Androsselung der Turbinenventile kann somit auch Primärregelleistung durch den Abhitzedampferzeuger bzw. die Dampfturbine, und nicht nur durch die Gasturbine, bereitgestellt werden.

## 5.1 Simulationsszenario und Prozessmodell

Sämtliche Simulationen werden in MATLAB/Simulink durchgeführt. Das Simulationsmodell wird für eine Kombianlage mit einer Nennleistung von 450 MW parametrisiert, wobei sich die im Folgenden genannten Werte der Parameter an entsprechenden Anlagen dieser Größe orientieren. Die Nennleistung der Gasturbine liegt bei 300 MW, sodass entsprechend der gängigen Auslegung bei Vollast zwei Drittel der Leistung von der Gasturbine, ein Drittel der Leistung durch die Dampfturbine erzeugt wird. Die Dampfparameter des Abhitzedampferzeugers bei Nennleistung liegen bei einem Frischdampfdruck von 130 bar und einer Frischdampfperatur von 550°C. Der entsprechende Frischdampfstrom beträgt 80 kg/s.

Die Zeitkonstanten des Modells sind in Tabelle 5 dargestellt. Da der Abhitzedampferzeuger kleiner ist als der den Validierungsdaten zu Grunde liegende Dampferzeuger und damit schneller, werden die Zeitkonstanten im Vergleich kleiner gewählt. Grundlage hierfür ist die aus den Messdaten einer Kombianlage (siehe z.B. Abbildung 2-19) ermittelte Gesamtverzögerung im dynamischen Verhalten, siehe auch Anhang A.4.

Als Arbeitspunktänderung wird in diesem Simulationsszenario ein beispielhafter positiver Lastwechsel gewählt. Dabei wird die Leistung innerhalb von zwei Minuten um 60 MW erhöht. Dies entspricht gemittelt einem Leistungsgradienten von 30 MW/min, was einem schnellen, aber realistischen, Lastwechsel entspricht.

**Tabelle 5: Zeitkonstanten des Simulationsmodells**

Zeitkonstante	$T_V$	$T_{ÜH}$	$T_{mDE}$	$T_{Sp}$	$T_{MDND}$
<b>Wert in s</b>	150	60	20	100	20
<b>Bedeutung</b>	Verdampfer (Enthalpie)	Überhitzer (Enthalpie)	Dampfer- zeugung (Massenstrom)	Druck- speicher	MD-/ND- Turbine
	Enthalpiedynamik		Druck-/Leistungsdynamik		

In sämtlichen Simulationsuntersuchungen in Kapitel 5 werden Störungen von außen, wie beispielsweise Messrauschen oder Änderungen der Umgebungsbedingungen, bewusst nicht berücksichtigt. Dies hat mehrere Gründe. Zum einen existieren derartige Störungen unabhängig vom verwendeten Blockführungskonzept. In beiden Fällen würde die Regelgüte durch äußere Störungen beeinträchtigt werden, in beiden Fällen würde ausschließlich die Regelung zur Unterdrückung der Störungen in Frage kommen. Insofern werden die Ergebnisse des Vergleichs nicht verfälscht. Zum anderen kann das Verbesserungspotential, das durch das erweiterte Blockführungskonzept entsteht, eindeutig diesem zugeordnet werden, wenn äußere Störeinflüsse unberücksichtigt bleiben<sup>11</sup>. Dennoch ist die Berücksichtigung der Regelung im Modell notwendig, da das Steuerungsentwurfsmodell den realen Prozess nicht exakt nachbilden kann, und somit Störungen durch Modellunsicherheiten entstehen.

Diese Zusammenhänge, d.h. die Aufgaben von Steuerung und Regelung in den beiden Varianten des Blockführungskonzeptes, sind in Abbildung 5-1 dargestellt. Um den Vergleich der beiden Blockführungskonzepte durchzuführen, wird daher jeweils das Simulationsmodell (siehe Kapitel 2.2) als realer Prozess in der Simulation verwendet. Wenn hingegen nur die Funktionsweise der flachheitsbasierten Steuerung in Verbindung mit der neuen Sollwertführung gezeigt werden soll, dient das Steuerungsentwurfsmodell ebenfalls als Simulationsmodell (siehe Kapitel 5.3.1). Dadurch entfallen auch die Störungen durch Modellunsicherheiten und der Fokus kann auf das nominelle Führungsverhalten gelegt werden.

<sup>11</sup> Für den Zusammenhang von Steuerung und Regelung in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden und die jeweiligen Aufgaben von Steuerung und Regelung sei auf Kapitel 1.2 verwiesen.

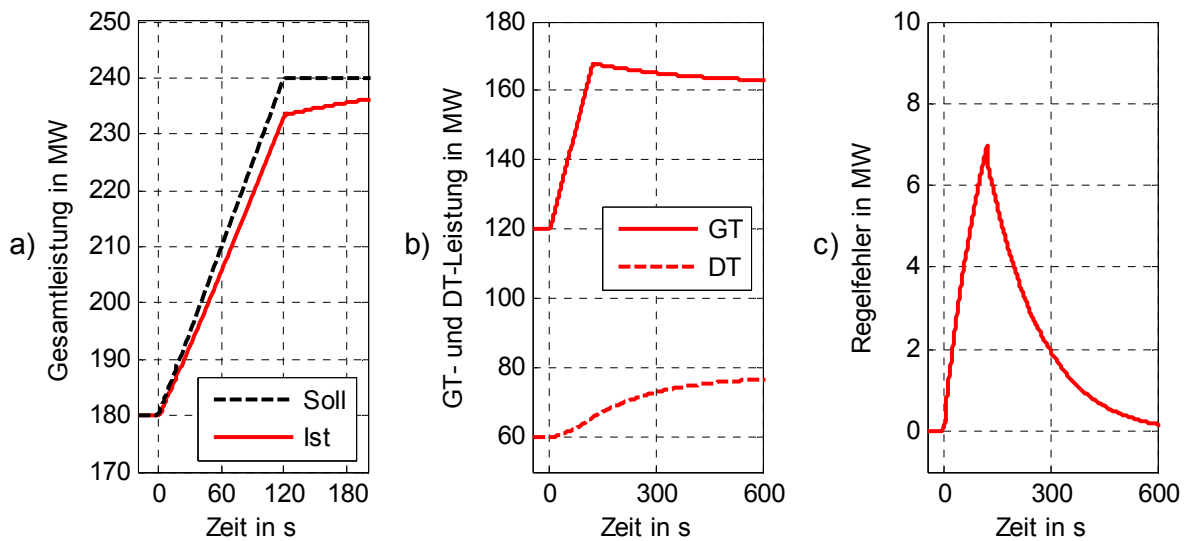
		Blockführungskonzept		
		klassisch (Regelung)	erweitert (Steuerung + Regelung)	
Aufgaben der <b>Steuerung</b>	- (nicht vorhanden)		Führungsverhalten (Lastwechsel)	berücksichtigt
Aufgaben der <b>Regelung</b>	Führungsverhalten (Lastwechsel)		Störungen (Modellunsicherheiten)	berücksichtigt
	Störungen (von außen)		Störungen (von außen)	nicht berücksichtigt

**Abbildung 5-1: Aufgaben von Steuerung und Regelung im klassischen bzw. erweiterten Blockführungskonzept in der Struktur mit zwei Freiheitsgraden (siehe Kapitel 1.2)**

## 5.2 Klassisches Blockführungskonzept

Das klassische Blockführungskonzept stellt den Stand der Technik dar und soll als Vergleichsbasis für das erweiterte Blockführungskonzept dienen. Als „realer Prozess“ wird das in Kapitel 2.2 beschriebene Simulationsmodell verwendet. Das klassische Blockführungskonzept besteht aus einer reinen Regelung, der Leistungswert ist auf eine maximale Änderungsrate begrenzt. Bei einer unterstellten Begrenzung der Änderungsrate auf 30 MW/min entsteht der in Kapitel 5.1 beschriebene Lastwechsel von 60 MW innerhalb von zwei Minuten.

Das Leistungsregelverhalten zeigt Abbildung 5-2. Soll- und Istwert der Gesamtleistung sind in Abbildung 5-2 a) dargestellt. Dabei sind der rampenförmige Sollwertverlauf und die für das klassische Regelkonzept typische Regelabweichung zu erkennen. Das Einschwingverhalten außerhalb des gezeigten Ausschnittes kann auch am Regelfehler in Abbildung 5-2 c) abgelesen werden. Abbildung 5-2 b) zeigt die Leistungsanteile von Gas- bzw. Dampfturbine, wobei die Gasturbine aufgrund der deutlich schnelleren Dynamik zunächst maßgeblich für die Erhöhung der Gesamtleistung verantwortlich ist. Die Dampfturbine folgt mit der Verzögerung durch den Abhitzedampferzeuger. Charakteristisch für den Prozess und damit unabhängig vom Blockführungskonzept sind die Ausgleichsvorgänge zwischen Gas- und Dampfturbine, die über das Ende des Lastwechsels hinaus andauern. Zur Verdeutlichung des Regelfehlers ist dieser in Abbildung 5-2 c) dargestellt. Dieser steigt zunächst stark an, da die



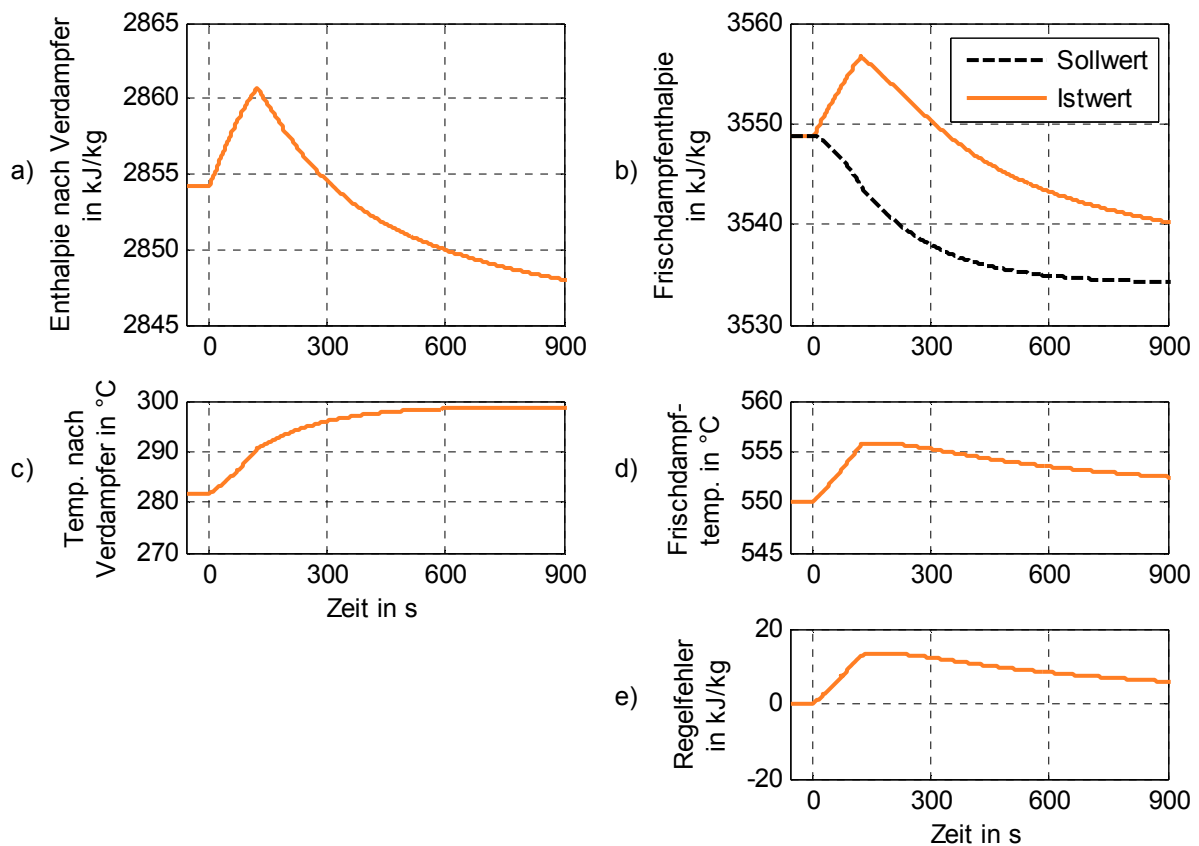
**Abbildung 5-2: Leistungsregelverhalten bei klassischem Blockführungskonzept**

Anlage der Rampe nicht folgen kann und klingt dann aufgrund des Integral-Anteils im PI-Regler asymptotisch ab.

Die Enthalpieregulierung hat die Aufgabe, den Speisewassermassenstrom an den von der Gasturbine zur Verfügung gestellten Abwärmestrom anzupassen. Um die Frischdampfenthalpie auf ihrem konstanten Sollwert zu halten, muss der Sollwert der Frischdampfenthalpie aufgrund der Druckabhängigkeit der Enthalpie entsprechend nachgeführt werden<sup>12</sup>. Daraus ergibt sich der veränderliche Sollwert der Frischdampfenthalpie während des Lastwechsels in Abbildung 5-3 b). Die Einspritzung wird in diesen Simulationsuntersuchungen nicht betrachtet. Dies hat den Hintergrund, dass eine zusätzliche Regelung der Frischdampfenthalpie über die Einspritzung den Effekt der Steuerung verbergen würde. Dadurch fehlt jedoch ein Freiheitsgrad, sodass Frischdampfenthalpie und Enthalpie am Verdampferaustritt nicht unabhängig vorgegeben werden können. Über den Speisewassermassenstrom wird die Frischdampfenthalpie (Abbildung 5-3 b)) gesteuert, für die Enthalpie am Verdampferaustritt (Abbildung 5-3 a)) ist entsprechend kein Sollwert vorhanden. Die Abbildung 5-3 c) und d) zeigt die zu den dargestellten Enthalpieverläufen zugehörigen Temperaturen. Aufgrund der großen Verzögerungen im Abhitzedampferzeuger dauert das Ausregeln der Enthalpieabweichungen

<sup>12</sup> Aus Modellierungsgründen wird im ganzen Modell mit Enthalpiegrößen gearbeitet, sodass aus der Regelung der Frischdampfenthalpie eine Regelung der Frischdampfenthalpie wird. Dies hat aber keine Auswirkungen auf die Funktion von Steuerung und Regelung.

deutlich länger als bei der Leistungsregelung (Abbildung 5-3 e)). Die Frischdampftemperatur schwingt sich dabei wieder auf ihren ursprünglichen Wert von 550°C ein, die Temperatur am Verdampferaustritt ist am neuen Arbeitspunkt, nach Ende des Lastwechsels, aufgrund des fehlenden Freiheitsgrades (durch die Einspritzung) gegenüber dem Ausgangswert verändert.



**Abbildung 5-3: Enthaltene Regelverhalten bei klassischem Blockführungskonzept**

Die Stellgrößen sind in Abbildung 5-4 gezeigt. Dabei zeigt die jeweils untere Abbildung den Anteil der Regelung an den Stellgrößen. Da im klassischen Blockführungskonzept keine Steuerung vorhanden ist, entspricht der Regelungsanteil den Gesamtstellgrößen. Zu Beginn der Lastrampe, zum Zeitpunkt  $t = 0$  Sekunden, und nach deren Ende, zum Zeitpunkt  $t = 120$  Sekunden, kommt es zu schnellen Änderungen des Regelfehlers (siehe auch Abbildung 5-2 c)) aufgrund des sich abrupt ändernden Leistungssollwertes. Dies wirkt sich über den PI-Regler direkt auf das Stellsignal des Brennstoffs aus und führt daher zu schnellen Änderungen der Stellgrößen, was einen hohen Stellaufwand zur Folge hat. Der Brennstoffmassenstrom ist in den Simulationsergebnissen in MW angegeben und steht für die daraus resultierende elektrische Leistung der Gasturbine (siehe auch Fußnote in

Abschnitt 2.2.2). Der Verlauf der Turbinenventilstellung der Dampfturbine ist nicht dargestellt, da die Ventilstellung aufgrund des natürlichen Gleitdruckbetriebs konstant vollständig geöffnet ist.

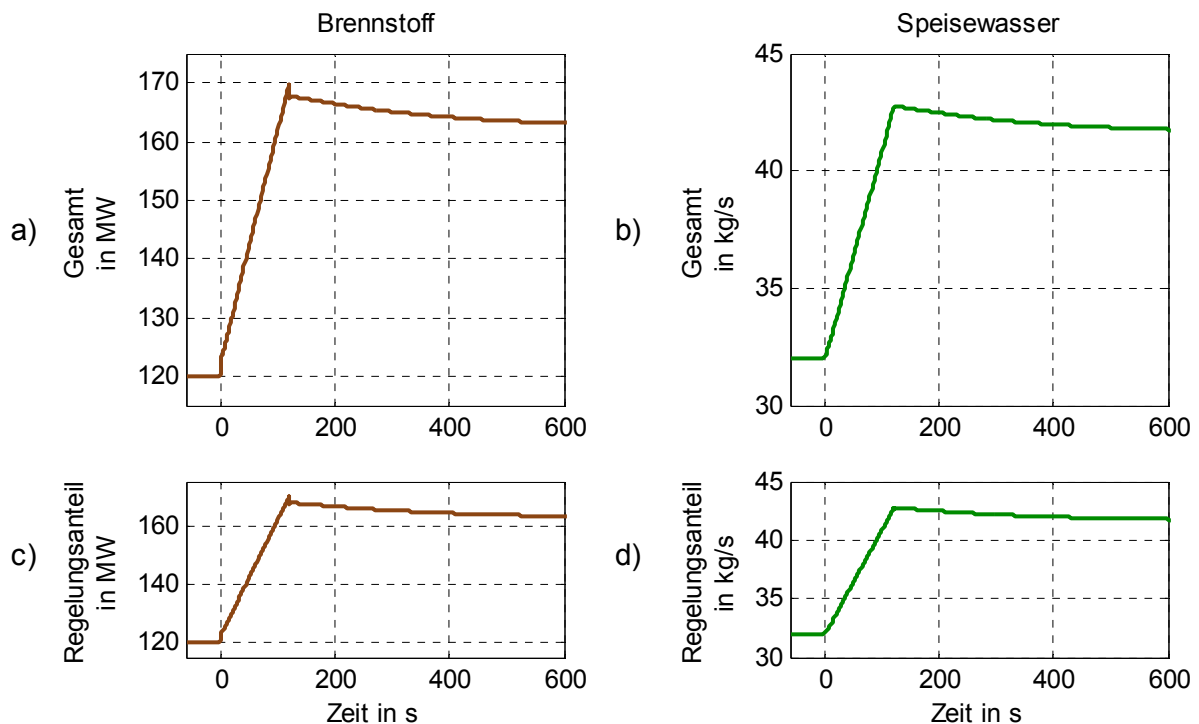


Abbildung 5-4: Stellgrößenverläufe bei klassischem Blockführungskonzept

### 5.3 Erweitertes Blockführungskonzept

Im erweiterten Blockführungskonzept wird die Regelung um einen Steuerzweig mit flachheitsbasierter Steuerung (siehe Kapitel 3) und Sollwertführung mittels Bézierkurven (siehe Kapitel 4) ergänzt.

Um die Funktionsweise der flachheitsbasierten Steuerung hervorzuheben wird zunächst auf die Regelung verzichtet und als realer Prozess das Steuerungsentwurfsmodell verwendet (Abschnitt 5.3.1). Damit verfügt die Steuerung über perfekte Modellinformationen und kann den Prozess optimal steuern. Es wird daher das *nominelle Führungsverhalten* untersucht.

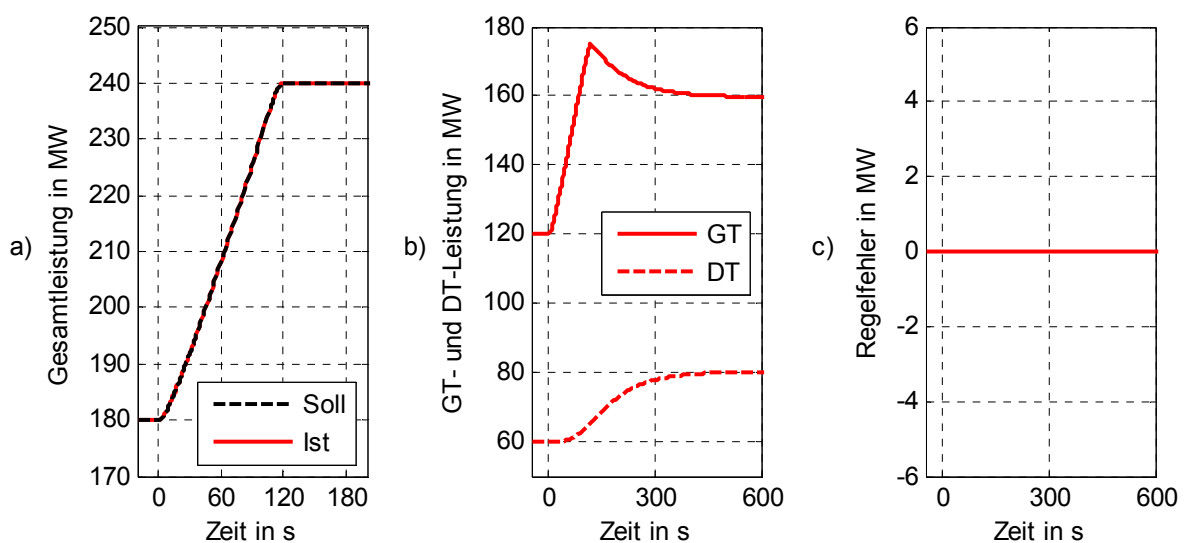
In einem zweiten Schritt wird in Abschnitt 5.3.2 das Simulationsmodell mit der Kombination aus Steuerung und Regelung untersucht, um einen Vergleich mit den Ergebnissen aus Kapitel 5.2 zu ermöglichen. Dabei handelt es sich um das *reale Führungsverhalten*.



### 5.3.1 Erweitertes Blockführungskonzept: Nominelles Führungsverhalten

Abbildung 5-5 zeigt das Leistungsregelverhalten für den Lastwechsel aus Kapitel 5.1 mit dem erweiterten Blockführungskonzept. Deutlich zu erkennen ist in Abbildung 5-5 a) die neue Sollwertführung. Der neue Arbeitspunkt wird an Stelle einer Rampe über eine Bézierkurve angesteuert, wodurch gewährleistet wird, dass die Kombianlage dem vorgegebenen Sollwertverlauf auch tatsächlich folgen kann. Abbildung 5-5 b) zeigt die Leistungen von Gas- und Dampfturbine. Im Gegensatz zu Abbildung 5-2 b) ist ein ausgeprägteres Ansteigen der Gasturbinenleistung über den stationären Endwert zu erkennen. Dies ist notwendig, um trotz der Trägheit des Abhitzedampferzeugers dem Leistungssollwert zu folgen. Aufgrund der perfekten Modellinformationen ist der Regelfehler gleich null (siehe Abbildung 5-5 c).

Aufgrund der in der Steuerung verwendeten Modellinformationen kann die Speisewassermenge ideal an den leistungsabhängigen Abwärmestrom der Gasturbine angepasst werden. Dies zeigt sich an der Regelgüte der Frischdampfenthalpie (siehe Abbildung 5-6 b)). Obwohl der Regelfehler gleich null ist (Abbildung 5-6 e)) kommt es zu leichten Temperaturabweichungen (Abbildung 5-6 d)). Grund hierfür ist die leichte Verzögerung durch das zur Sollwertführung der Enthalpie eingesetzte Tiefpassfilter (siehe auch Kapitel 4.2). Der Anstieg der Temperatur nach dem Verdampfer (Abbildung 5-6 c)) ist wie in der vorangehenden Simulation auf den fehlenden Freiheitsgrad durch Verzicht auf die Einspritzregelung begründet.



**Abbildung 5-5: Nominelles Leistungsregelverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept**

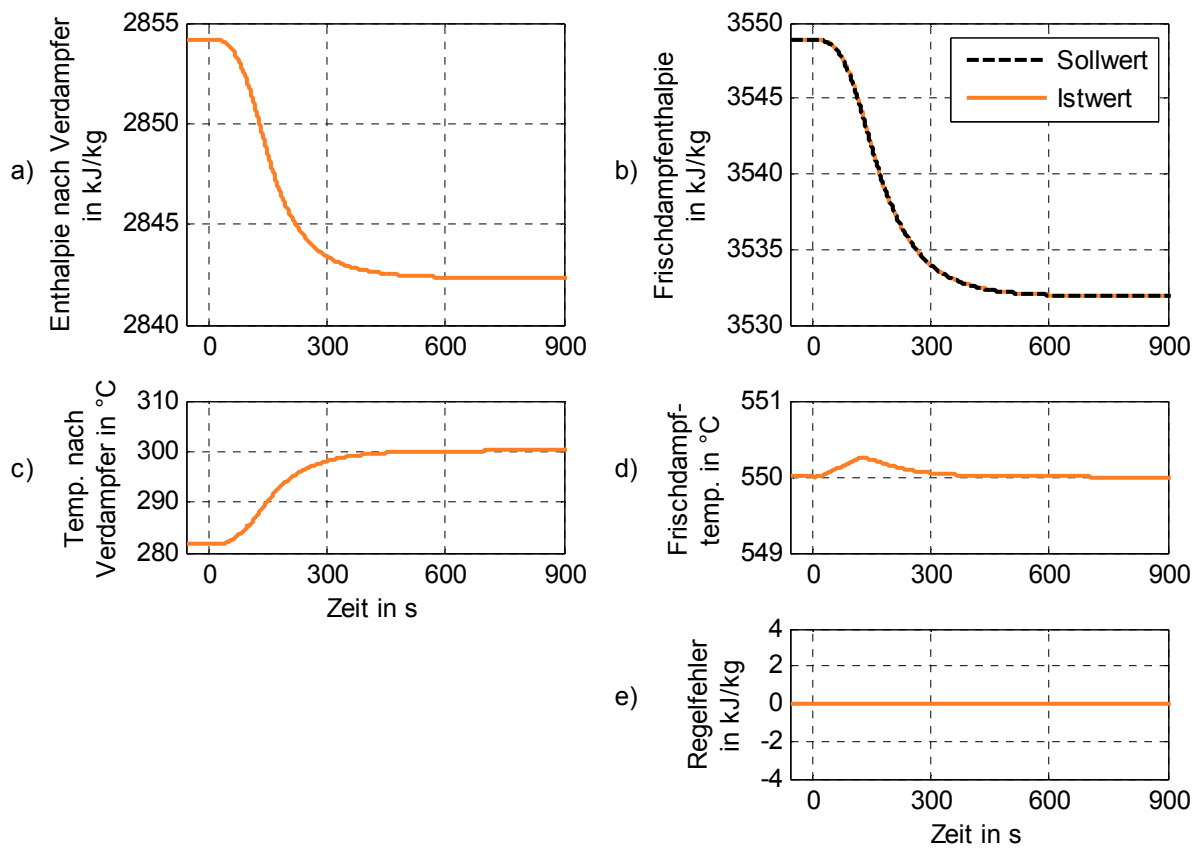


Abbildung 5-6: Nominelles Enthalpieregulverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept

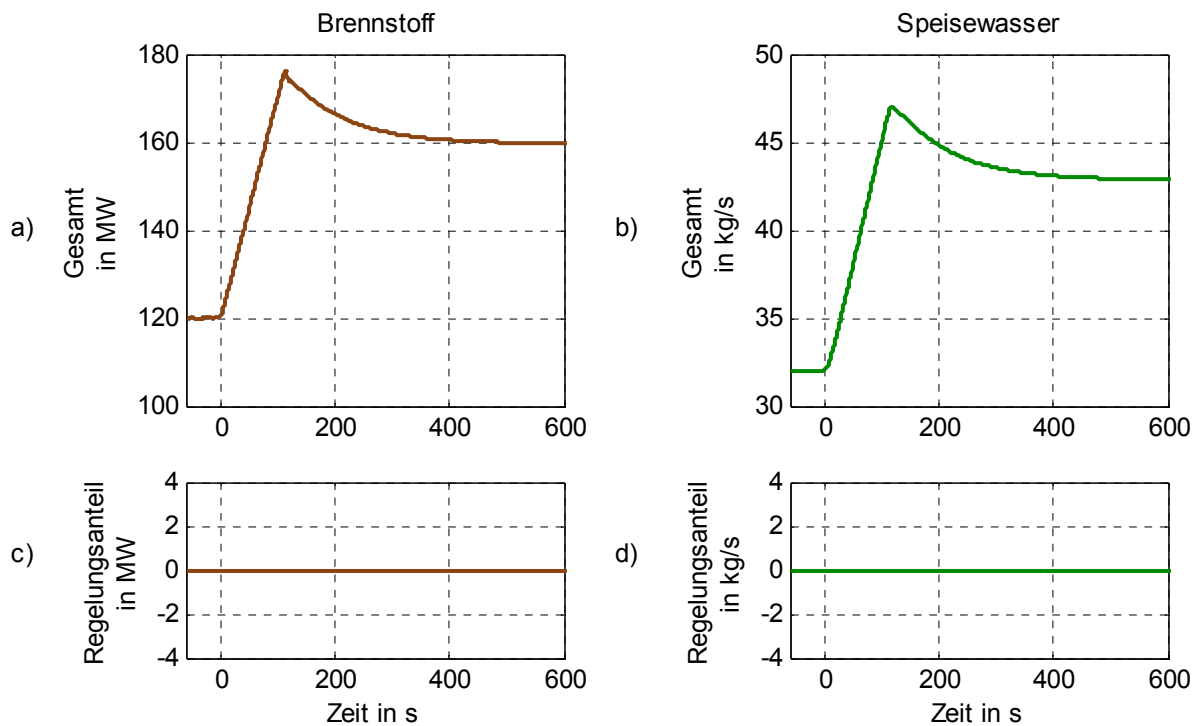
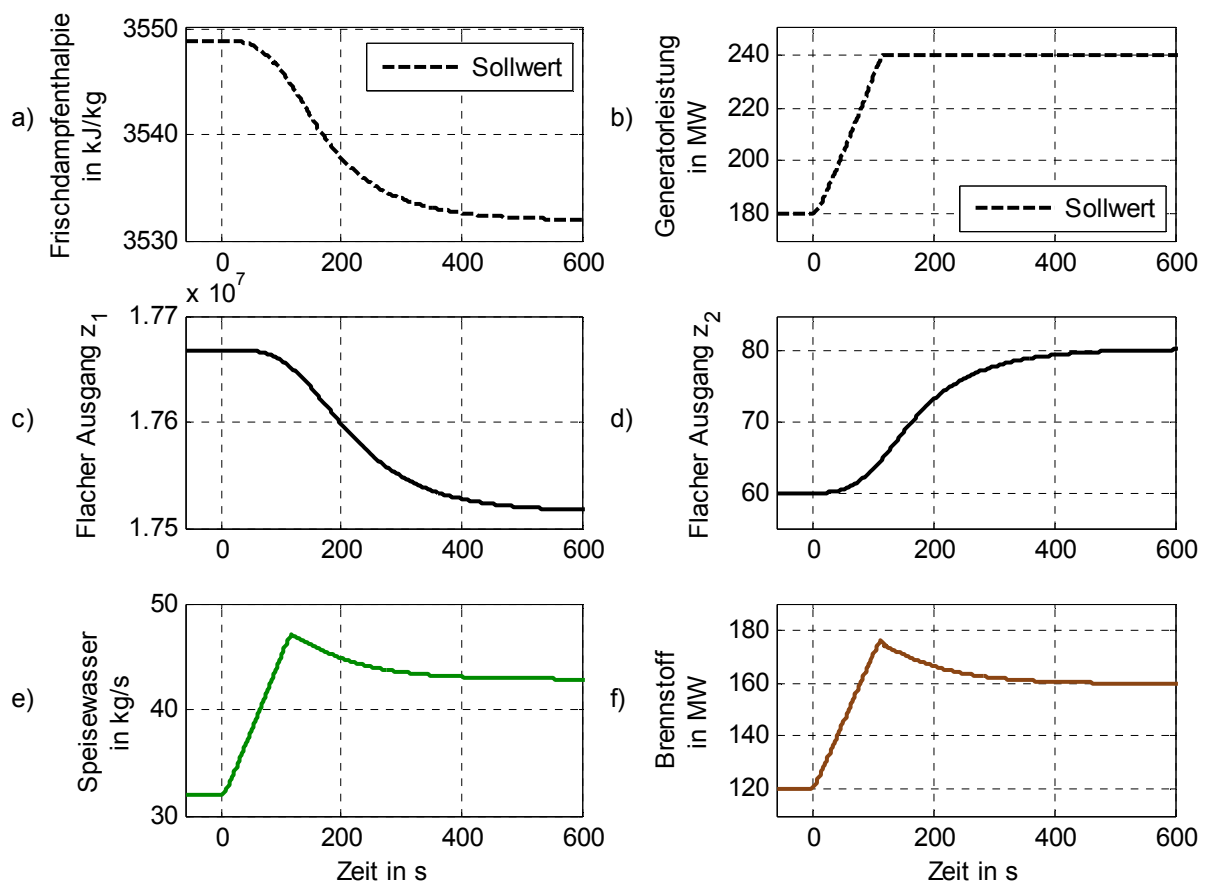


Abbildung 5-7: Nominelle Stellgrößen bei erweitertem Blockführungskonzept

Die Verbesserung des Regelverhaltens geht allerdings nicht mit einem erhöhten Stellaufwand einher, sondern liegt vor allem an der Tatsache, dass die Stellgrößen aufgrund des in der Steuerung verwendeten Entwurfsmodells aufeinander abgestimmt sind. Die Verläufe der Stellgrößen zeigt Abbildung 5-7. Da die Regelung jeweils nicht im Eingriff ist, sind die entsprechenden Regelungsanteile (Abbildung 5-7 c) und d)) gleich null und die Stellgrößen werden alleine durch die Steuerung generiert. Die Verläufe zeigen dabei weniger schnelle Änderungen, was insbesondere beim Brennstoff im Vergleich zu Abbildung 5-4 zu erkennen ist und auf einen geringeren Stellaufwand hindeutet. Eine detailliertere Auswertung der Stellgrößen erfolgt in Kapitel 5.5.

Der Zusammenhang zwischen Sollwerten und Stellgrößen aus dem Blockschaltbild in Abbildung 4-8 ist in Form von Zeitverläufen während des Lastwechsels in Abbildung 5-8 veranschaulicht. Ausgehend von den Sollwertverläufen der Frischdampfenthalpie (Abbildung 5-8 a)) und der Blockleistung (Abbildung 5-8 b)) werden über die interne Dynamik (siehe



**Abbildung 5-8: Zusammenhang zwischen Sollwerten, flachen Ausgängen und Stellgrößen über die interne Dynamik und den Steueralgorithmus**

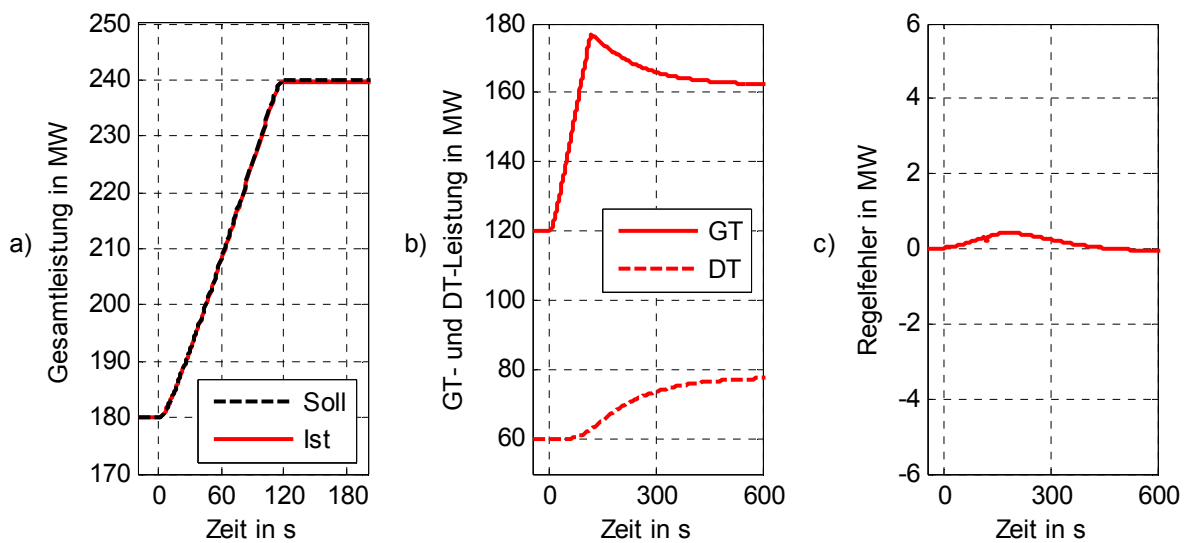
auch Gleichung (29)) die flachen Ausgänge sowie deren Zeitableitungen bestimmt. Die flachen Ausgänge  $z_1$  und  $z_2$  sind in Abbildung 5-8 c) und d) dargestellt. Während der flache Ausgang  $z_1$  eine fiktive Hilfsgröße ist (siehe Gleichung (21)), entspricht der flache Ausgang  $z_2$  der Dampfturbinenleistung (siehe Gleichung (24), vgl. auch gestrichelter Verlauf in Abbildung 5-5 b)).

Die Verläufe der flachen Ausgänge dienen wie in Kapitel 3.4 beschrieben als Hilfsgrößen, um anschließend über den Steueralgorithmus die Stellgrößenverläufe zu berechnen. Diese sind in Abbildung 5-8 e) und f) dargestellt. Hierbei ist zu beachten, dass der Steueralgorithmus aus rein algebraischen Zusammenhängen besteht, d.h. es werden zur Bestimmung der Stellgrößen auf Basis der flachen Ausgänge keine Differentialgleichungen gelöst. Charakteristisch hierfür ist die Beobachtung, dass sich bei Speisewasser- und Brennstoffmassenstrom mit gleichem dynamischem Verhalten, d.h. nach der gleichen Zeit, wie bei den flachen Ausgängen, ein neuer stationärer Zustand einstellt. Dies steht im Gegensatz zum Differentialgleichungssystem der internen Dynamik. Die Lösungen dieses Differentialgleichungssystems, d.h. die flachen Ausgänge, konvergieren erst deutlich nach ihrer Anregung durch die Sollwertverläufe (Abbildung 5-8 a) und b)) gegen einen neuen stationären Zustand.

### 5.3.2 Erweitertes Blockführungskonzept: Reales Führungsverhalten

In diesem Abschnitt soll das Verbesserungspotential, das durch die Erweiterung des Blockführungskonzeptes um eine flachheitsbasierte Steuerung entsteht, herausgearbeitet werden. Hierfür wird wie im vorangehenden Abschnitt das erweiterte Blockführungskonzept bestehend aus klassischer Regelung und flachheitsbasierter Steuerung mit entsprechender Sollwertführung eingesetzt. Im Unterschied zu Abschnitt 5.3.1 wird jedoch das Simulationsmodell zur Simulation des Anlagenverhaltens verwendet, um einen realistischen Vergleich zum klassischen Blockführungskonzept aus Abschnitt 5.2 zu ermöglichen.

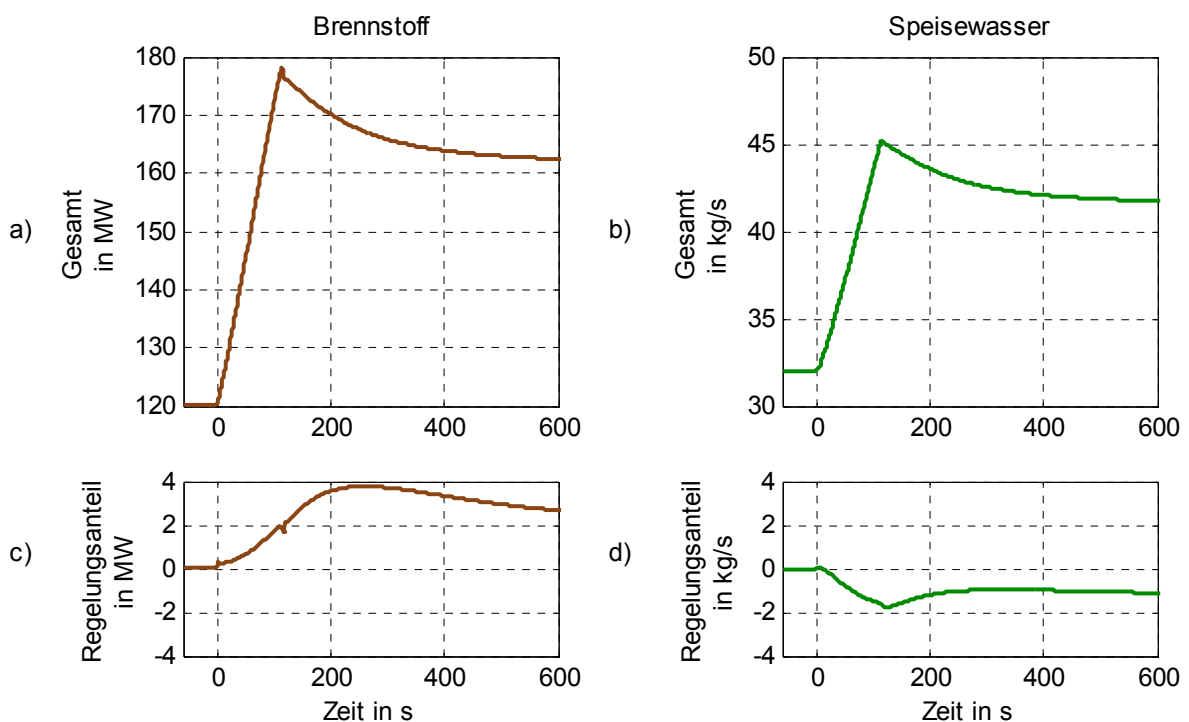
Das Leistungsregelverhalten zeigt Abbildung 5-9. Aufgrund der jetzt nicht mehr optimalen Modellinformationen kommt es, wie im realen Prozess zu erwarten, zu Regelabweichungen während des Lastwechsels. Diese werden jedoch durch die parallel arbeitende Regelung auf einen sehr geringen Wert begrenzt (siehe Abbildung 5-9 c)). In den Verläufen in Abbildung



**Abbildung 5-9: Reales Leistungsverhalten bei erweitertem Blockführungskonzept**

5-9 a) sind aufgrund des Wertebereichs keine Unterschiede gegenüber Abbildung 5-5 zu erkennen. Aufgrund nichtlinearer Zusammenhänge im Simulationsmodell ist jedoch das Verhältnis von GT- zu DT-Leistung nach dem Lastwechsel nicht mehr exakt das gleiche wie zuvor, was jedoch durch die Regelung kompensiert wird (vgl. GT-Leistung größer 160 MW im Vergleich zu Abbildung 5-5 b)).

Dass die Regelung den durch die Modellabweichungen entstehenden Störungen

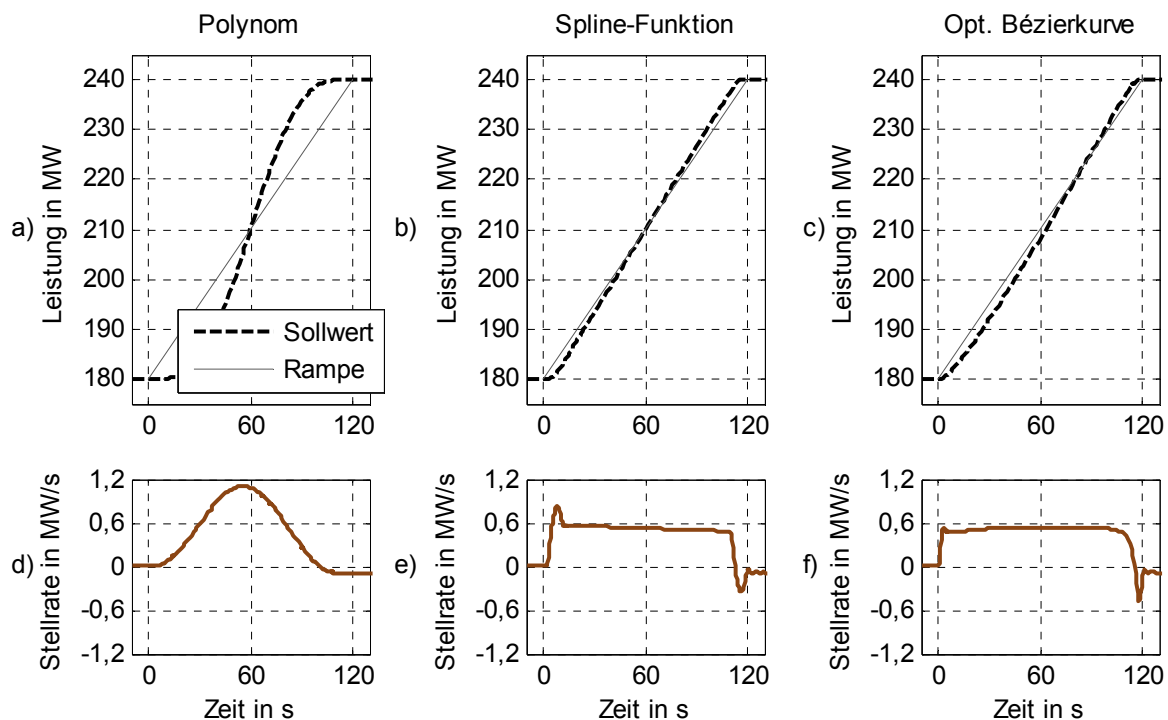


**Abbildung 5-10: Reale Stellgrößen bei erweitertem Blockführungskonzept**

entgegenwirkt, zeigt Abbildung 5-10. Darin sind analog zu Abbildung 5-7 die Stellgrößen dargestellt, wobei die jeweiligen Anteile der Regelung in den Abbildungen c) und d) hervorgehoben sind. Offensichtlich kommt der überwiegende Anteil der Stellsignale von der flachheitsbasierten Steuerung, die Eingriffe der Regelung sind sehr gering. Dies bestätigt die Funktionsweise der Steuerung, die wie zu erwarten maßgeblich für den Lastwechsel verantwortlich ist. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass an einer realen Anlage der Anteil der Regelung an den Stellgrößen weiter ansteigen würde, dadurch dass zusätzlich externe Störungen auf den Prozess wirken, die im Rahmen dieser Simulationsuntersuchungen jedoch vernachlässigt wurden (siehe Erläuterungen in Kapitel 5.1).

## 5.4 Vergleich von Ansatzfunktionen zur Sollwertführung

Wie in Kapitel 4 erläutert, ist die Sollwertführung die zweite wesentliche Komponente des erweiterten Blockführungskonzeptes und hat großen Einfluss auf die Fahrweise der Anlage. Um die Auswirkung der Sollwertführung zu verdeutlichen, werden drei mögliche Ansätze gegenübergestellt, siehe Abbildung 5-11. Abbildung 5-11 a) zeigt ein Polynom als Sollwertverlauf zwischen den beiden Arbeitspunkten. Dieser Ansatz wird oftmals für



**Abbildung 5-11: Polynom, Spline-Funktion und optimale Bézierkurve als Sollwertverläufe und die daraus resultierenden Änderungsraten der Stellgröße**

flachheitsbasierte Steuerungen verwendet. Charakteristisch sind die sehr flachen Übergänge von und zu den stationären Arbeitspunkten und der dementsprechend steile Anstieg dazwischen, insbesondere auch im Vergleich zur zusätzlich dargestellten Rampe. Abbildung 5-11 b) zeigt eine Spline-Funktion als Annäherung an den rampenförmigen Sollwertverlauf. Die Spline-Funktion wurde so gewählt, dass der Sollwertverlauf über einen großen Zeitraum einer Rampe entspricht, die Übergänge von und zu den stationären Arbeitspunkten sind geglättet. Der dritte Verlauf in Abbildung 5-11 c) zeigt die optimale Bézierkurve aus Kapitel 4.4. Im Gegensatz zu Polynom und Spline-Funktion ist die Bézierkurve nicht symmetrisch, da in der Optimierung der Prozessdynamik Rechnung getragen wurde. Die Abweichung von der Symmetrie zeigt sich beispielsweise im Schnittpunkt mit der zum Vergleich dargestellten Rampe, der nicht bei der Hälfte des Lastwechsels nach 60 Sekunden liegt.

Die unterschiedlichen Varianten haben keine Auswirkung auf das Leistungsregelverhalten (siehe auch Kapitel 5.5). Alle gezeigten Sollwertverläufe erfüllen die in Kapitel 4.1 genannten Anforderungen und führen daher in Verbindung mit der flachheitsbasierten Steuerung zu Stellgrößenverläufen, die die Anlage entlang der gewünschten Sollwertverläufe führen. Bei der optimalen Bézierkurve ist jedoch die Prozessdynamik in der Planung des Sollwertverlaufs berücksichtigt und führt zu einem *natürlicheren* Sollwertverlauf bzw. Anlagenverhalten. Der gleiche Lastwechsel kann daher mit deutlich geringeren Stellraten, d.h. maximalen Änderungsraten der Stellgrößen, gefahren werden, siehe Darstellung der Stellraten in Abbildung 5-11 d) bis f). Die Minimierung der maximalen Änderungsrate des Brennstoffmassenstroms war Ziel der Optimierung und führt gemäß den Überlegungen aus Kapitel 4.4 zu einem geringeren Stellaufwand.

## 5.5 Vergleich der Blockführungskonzepte

Die in den Kapiteln 5.2 und 5.3 über Zeitverläufe dargestellten Funktionsweisen des klassischen sowie des erweiterten Blockführungskonzeptes sollen direkt gegenüber gestellt werden, um das Verbesserungspotential durch die Erweiterung besser abschätzen zu können. Die Unterschiede werden anhand geeigneter Indikatoren quantifiziert und vergleichbar gemacht. Dennoch sollen die Ergebnisse lediglich als Anhaltspunkte hinsichtlich

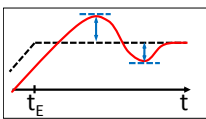
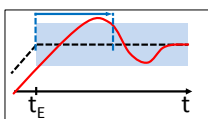
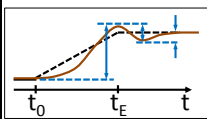
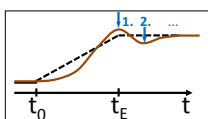
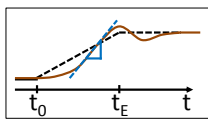
des Verbesserungspotentials dienen, da nur ein beispielhafter Lastwechsel exemplarisch ausgewertet wird.

### 5.5.1 Indikatoren zur Auswertung von Regelgüte und Stellaufwand

Zum Vergleich der Simulationsergebnisse kommen verschiedene Indikatoren zum Einsatz. Die Indikatoren beruhen sowohl auf den in der VDI-Richtlinie 3508 angegebenen Indikatoren zur Bewertung der Regelgüte (siehe [54]) als auch auf Ergebnissen eines VGB-Forschungsprojektes [103] sowie [28]. Dabei werden je nachdem, ob es sich um eine Regel- oder Stellgröße handelt, unterschiedliche Indikatoren angewendet. Tabelle 6 zeigt eine Übersicht.

Bei der Bewertung der Regelgrößen ist in erster Linie der *maximale Regelfehler* entscheidend. Hierbei wird der Absolutwert gebildet, d.h. positive wie negative Regelabweichungen gehen gleichermaßen bei der Bestimmung des Indikatorwertes mit ein. Darüber hinaus werden *Ausregelzeiten* berücksichtigt. Ausregelzeiten geben an, nach welcher Zeit ein definierter Wert  $\varepsilon$  der Abweichung nicht mehr überschritten wird. Die Ausregelzeit ist demnach ein Indikator dafür, wie schnell Regelabweichungen abklingen.

**Tabelle 6: Indikatoren zur Auswertung der Simulationsergebnisse**

	Regelgrößen		Stellgrößen		
<b>Indikator</b>	Maximaler Regelfehler	Ausregelzeiten	Kumulierter Stellweg	Anzahl Richtungswechsel	Maximale Änderungsrate
					
<b>Einheit</b>	MW bzw. K	Sekunden	%	-	%

Die Indikatoren für die Stellgrößen sollen Aussagen ermöglichen, die den Stellaufwand betreffen. Dieser ist von Stellglied zu Stellglied unterschiedlich, sodass keine dieser Größen alleine als Merkmal für den Stellaufwand herangezogen werden kann. Die Gesamtheit der drei Indikatoren ermöglicht jedoch qualitative Aussagen darüber, ob ein bestimmter Verlauf tendenziell mehr oder weniger Stellaufwand bedeutet als ein anderer.



Hierbei ist zum einen der *kumulierte Stellweg* von Bedeutung. Dabei werden betragsmäßig alle Stellvorgänge in positiver wie in negativer Richtung aufsummiert, um eine Bewertung der Stellgliedaktivität zu ermöglichen. Darüber hinaus kann die *Anzahl Richtungswechsel* eines Stellgliedes beurteilt werden. Dieser Indikator dient der Quantifizierung, wie ruhig sich ein bestimmter Regelkreis verhält. Viele Richtungswechsel lassen auf schnelle Schwankungen der Regelgrößen und damit auf erhöhten Stellaufwand schließen. Schließlich wird die *maximale Änderungsrate* der Stellgröße untersucht. Dabei wird die betragsmäßig größte Änderungsrate der Stellgröße bewertet. Je größer diese ist, desto schneller gehen Stellvorgänge vor sich, was in direktem Zusammenhang mit dem Stellaufwand steht. Dieser Indikator ist bereits in Kapitel 4.4 zur Optimierung der Sollwertverläufe herangezogen worden.

### 5.5.2 Abschätzung des Verbesserungspotentials

Es werden drei Varianten der Blockführungskonzepte gegenübergestellt. Zum einen wird die in Kapitel 5.2 vorgestellte klassische Version der Blockführung nach dem Stand der Technik untersucht. Dabei kommen rampenförmige Sollwertverläufe in Kombination mit einer reinen Regelung der Blockleistung zum Einsatz. Zum anderen wird in den Varianten zwei und drei das erweiterte Blockführungskonzept, d.h. die flachheitsbasierte Steuerung in Kombination mit der bereits bestehenden Regelung, untersucht. Der Sollwertverlauf in Variante zwei folgt einer Spline-Funktion. Die Spline-Funktion wurde so gewählt, dass näherungsweise eine Rampe gefahren wird. Die Übergänge sind jeweils geglättet (siehe auch Abbildung 5-11). Demgegenüber wird in Variante drei eine Bézierkurve verwendet, deren Verlauf gemäß der in Kapitel 4.4 beschriebenen Optimierung bestimmt wurde. Eine Übersicht über die zum Vergleich herangezogenen Varianten der Blockführung zeigt Tabelle 7.

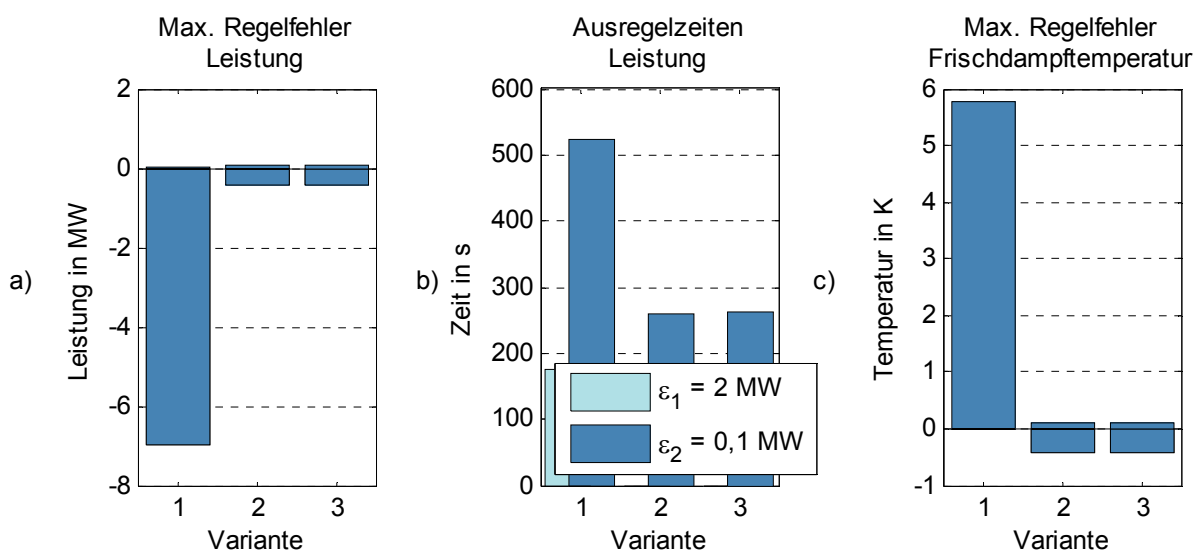
**Tabelle 7: Untersuchte Varianten der Blockführungskonzepte im Vergleich**

Variante	Steuer-/Regelkonzept (Blockführung)		Sollwertführung
1	Regelung	(klassisch)	Rampe
2	Regelung + Steuerung	(erweitert)	Spline-Funktion (angenäherte Rampe)
3	Regelung + Steuerung	(erweitert)	Optimale Bézierkurve

Leistung und Frischdampf­temperatur sind die wesentlichen Regelgrößen, die im Folgenden ausgewertet werden sollen. Die Leistung ist dabei von zentraler Bedeutung als die Größe, die zur Gewährleistung eines flexiblen Anlagenbetriebs schnell und präzise geändert werden soll. Die Frischdampf­temperatur soll dessen ungeachtet möglichst konstant sein und steht stellvertretend für weitere Prozessgrößen in unterlagerten Regelkreisen, deren Regelgüte unter anderem auch von der Regelgüte der überlagerten Regelkreise, allen voran der Leistungsregelung, abhängt.

Abbildung 5-12 a) zeigt zunächst den *maximalen Regelfehler* der Blockleistung während des in Kapitel 5.1 beschriebenen Lastwechsels. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die Varianten zwei und drei (mit flachheitsbasierter Steuerung) zu deutlich geringeren maximalen Regelabweichungen führen. Dies bestätigt die Erkenntnisse aus den in den vorangehenden Kapiteln gezeigten Zeitverläufen. Die Art und Weise der Sollwertführung spielt für die Regelgüte der Leistung offensichtlich keine entscheidende Rolle. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die modellbasierte Steuerung allen Sollwertverläufen folgen kann, die grundsätzlich die Anforderungen (siehe Kapitel 4.1.3) erfüllen. Dies ist sowohl bei der Spline-Funktion als auch bei der optimalen Bézierkurve gegeben.

Bezüglich der *Ausregelzeiten* zeigt sich ein ähnliches Bild (Abbildung 5-12 b)). Die *Ausregelzeiten* wurden für zwei verschiedene Werte der Regelabweichungen,  $\varepsilon_1$  und  $\varepsilon_2$ , untersucht. Für die Grenze  $\varepsilon_2$  sind sowohl für Variante zwei als auch Variante drei deutlich kleinere *Ausregelzeiten* erkennbar (dunkelblaue Balken). Die Grenze  $\varepsilon_1$  wird sogar nur bei



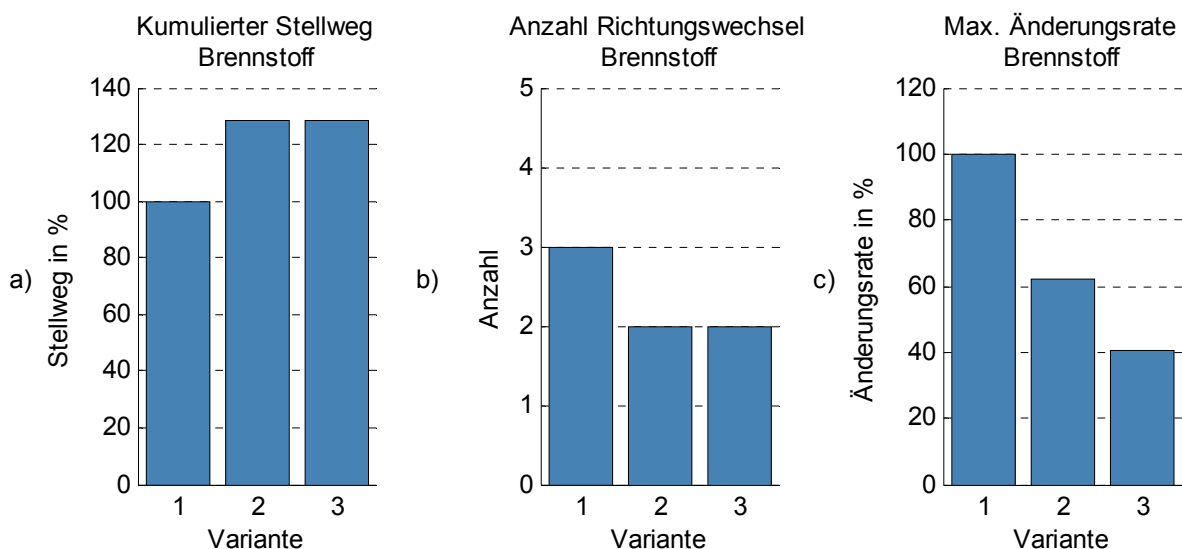
**Abbildung 5-12: Vergleich der Regelgüte der drei Varianten der Blockführungskonzepte**

Variante eins überschritten (hellblauer Balken).

Durch das Prozesswissen, das über das Steuerungsentwurfsmodell in das erweiterte Blockführungskonzept eingebracht wird, kann der Speisewassermassenstrom besser auf den zur Verfügung stehenden Abwärmestrom der Gasturbine angepasst werden. Dies zeigt sich in dem geringeren *maximalen Regelfehler* der Frischdampf Temperatur gegenüber Variante eins (siehe Abbildung 5-12 c)). Zwischen den Varianten zwei und drei ist wiederum kein entscheidender Unterschied erkennbar, der sich auf die Art und Weise der Sollwertführung zurückführen lässt.

Die Auswertung der Indikatoren für die Stellgröße Brennstoffmassenstrom ist in Abbildung 5-13 dargestellt. Zunächst ist in Abbildung 5-13 a) der *kumulierte Stellweg* zu sehen. Die Ergebnisse sind in Prozent bezogen auf Variante eins dargestellt. Das erweiterte Blockführungskonzept hat dabei einen höheren kumulierten Stellweg zur Folge als das klassische Konzept. Dies ist aufgrund des deutlich geringeren Regelfehlers unumgänglich und die gewollte, zwangsläufige Folge einer höheren Regelgüte.

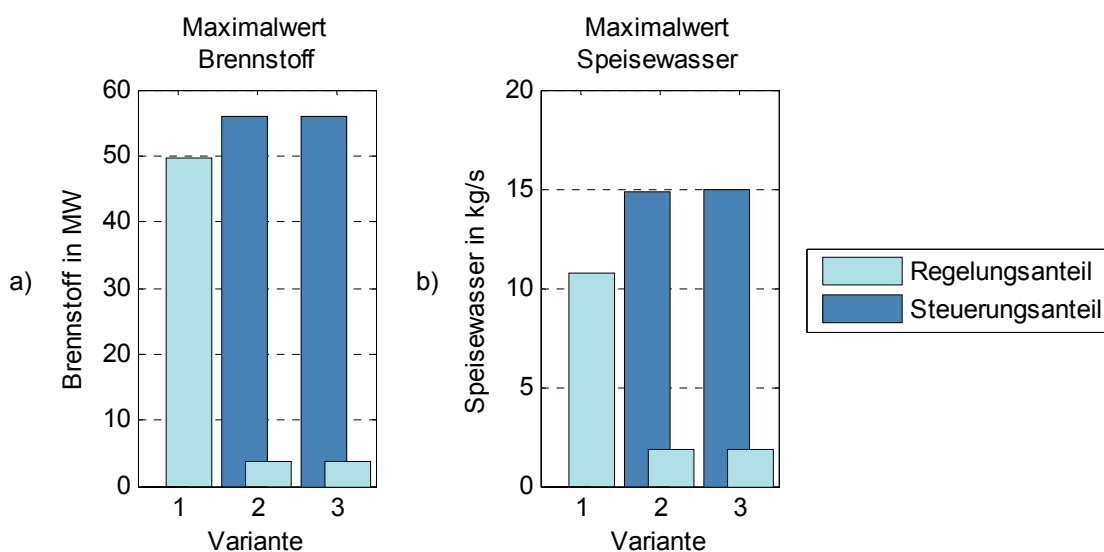
Bezüglich der *Anzahl Richtungswechsel* (Abbildung 5-13 b)) kann festgestellt werden, dass die modellbasierte Steuerung im untersuchten Beispiel zu etwas weniger Richtungswechseln und daher ruhigeren Verläufen der Stell- und Regelgrößen führt. Auch dies ist Folge des in der modellbasierten Steuerung enthaltenen Prozessmodells.



**Abbildung 5-13: Vergleich des Stellaufwandes der drei Varianten der Blockführungskonzepte**

Die deutlichsten Unterschiede ergeben sich bei der *maximalen Änderungsrate* der Stellgröße. Dieser war Gegenstand der Optimierung des Sollwertverlaufs in Variante drei und zeigt das Potential, das in den Freiheitsgraden bei der Sollwertführung liegt. Ohne Einbußen bei der Leistungsregelgüte oder anderen Prozessgrößen kann alleine durch die Verwendung von Sollwertverläufen, die optimal auf die Prozessdynamik abgestimmt sind, eine deutliche Reduzierung des Stellaufwandes bewirkt werden.

Wie in Abschnitt 5.3.2 gezeigt und zuvor beschrieben wurde, hat die Regelung im erweiterten Blockführungskonzept die Aufgabe, Störungen auszuregeln, die aus Modellunsicherheiten entstehen. Der eigentliche Lastwechsel wird durch die Steuerung gefahren, sodass der Anteil der Regelung an den Stellsignalen idealerweise möglichst gering ist. Um dies für das entwickelte erweiterte Blockführungskonzept zu zeigen, sind in Abbildung 5-14 die Anteile von Steuerung und Regelung an den Stellsignalen dargestellt. Dabei wird sowohl der Brennstoffmassenstrom (Abbildung 5-14 a)) als auch der Speisewassermassenstrom (Abbildung 5-14 b)) untersucht. Die Balken entsprechen dem Wert, um den die jeweilige Stellgröße gegenüber dem stationären Arbeitspunkt vor dem Lastwechsel erhöht wird. Dabei ist zu beachten, dass es sich um die jeweiligen Maximalwerte handelt, die während des Lastwechsels auftreten. Demzufolge können die Balken einer Variante nicht zu einem Gesamtwert addiert werden, da der zeitliche Zusammenhang nicht gegeben ist. Im Falle des klassischen Blockführungskonzeptes



**Abbildung 5-14: Aufteilung der Stellsignale von Brennstoff und Speisewasser auf Steuerung und Regelung (Maximalwertbetrachtung)**

(Variante eins) ist der Stellaufwand einzig durch die Regelung bedingt, für die Varianten zwei und drei wird deutlich, dass der Anteil der Regelung am Gesamtstellaufwand etwa im einstelligen Prozentbereich liegt. Auch wenn hier keine allgemeingültigen Regeln existieren, so kann ein Anteil unter zehn Prozent dennoch als gute Funktionsweise der Steuerung interpretiert werden (siehe beispielsweise [57]).

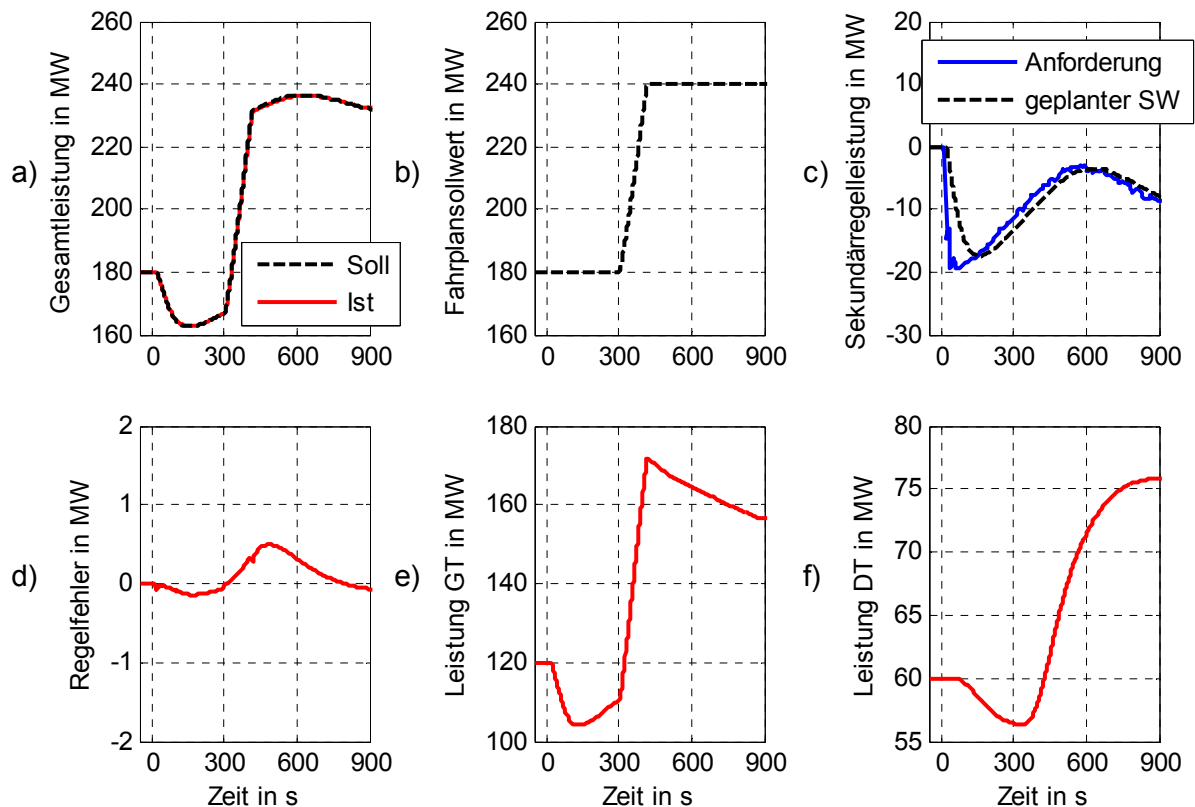
Das Verhältnis von Steuerungs- zu Regelungsanteil an den Stellsignalen sowie die Tatsache, dass die Regelung lediglich die Aufgabe hat, Störungen von außen sowie Störungen durch Modellunsicherheiten auszuregeln, macht deutlich, dass für den Entwurf von Regelungen zumeist einfache lineare Ansätze wie PID-Regler ausreichend sind, wohingegen für den Entwurf von Steuerungen ein deutlich größerer Entwurfsaufwand notwendig bzw. gerechtfertigt ist [57].

## 5.6 Weitere Betriebsfälle

Neben den bisher gezeigten klassischen Lastwechseln können auch weitere Arbeitspunktänderungen mit dem erweiterten Blockführungskonzept realisiert werden. Hier ist in erster Linie die Aktivierung von Sekundärregelleistung zu nennen, die eine wichtige Rolle bei der Stabilisierung des Stromnetzes spielt. Darüber hinaus wird der modifizierte Gleitdruckbetrieb des Abhitzedampferzeugers an Stelle des natürlichen Gleitdruckbetriebs untersucht. Dabei ist durch die Androsselung der Turbinenventile die Bereitstellung von Primärregelleistung ebenfalls möglich.

### 5.6.1 Aktivierung von Sekundärregelleistung

Die Aktivierung von Sekundärregelleistung kann über die prädiktive Online-Sollwertführung aus Kapitel 4.5 in das erweiterte Blockführungskonzept integriert werden. Dies wird an einem Simulationsbeispiel in Abbildung 5-15 veranschaulicht. Abbildung 5-15 a) zeigt Soll- und Istwert der Gesamtleistung, wobei der Sollwert sich durch Überlagerung des fahrplanbedingten Sollwerts (Abbildung 5-15 b)) und des online geplanten Sollwerts für die Aktivierung von SRL (Abbildung 5-15 c)) ergibt. Die Aktivierung der Sekundärregelleistung beginnt bei  $t = 0$  Sekunden, nach 300 Sekunden wird zusätzlich ein Lastwechsel gefahren. Die Online-Planung des Sekundärregelungsanteils führt zu einem geglätteten Sollwertsignal, das



**Abbildung 5-15: Regelverhalten bei Aktivierung von Sekundärregelleistung und gleichzeitigem fahrplanbedingtem Lastwechsel**

gegenüber dem Anforderungssignal (blau) leicht verzögert ist. Diese Verzögerung entsteht aus der Abtastung und dem zeitlichen Planungshorizont, siehe Kapitel 4.5. In diesem Simulationsbeispiel wurde die Abtastzeit  $\Delta T_A = 10$  Sekunden (Dauer zwischen zwei Neuplanungen) gewählt. Der Planungshorizont (Zeitspanne bis der Zielwert erreicht sein soll)  $\Delta T_H$  wurde zu 60 Sekunden gewählt. Aus den geringen Abweichungen in Abbildung 5-15 c) folgt, dass die in Kapitel 4.5.1 genannten Anforderungen seitens der Übertragungsnetzbetreiber an die Aktivierung von Sekundärregelleistung eingehalten werden (siehe Kapitel 4.5.1).

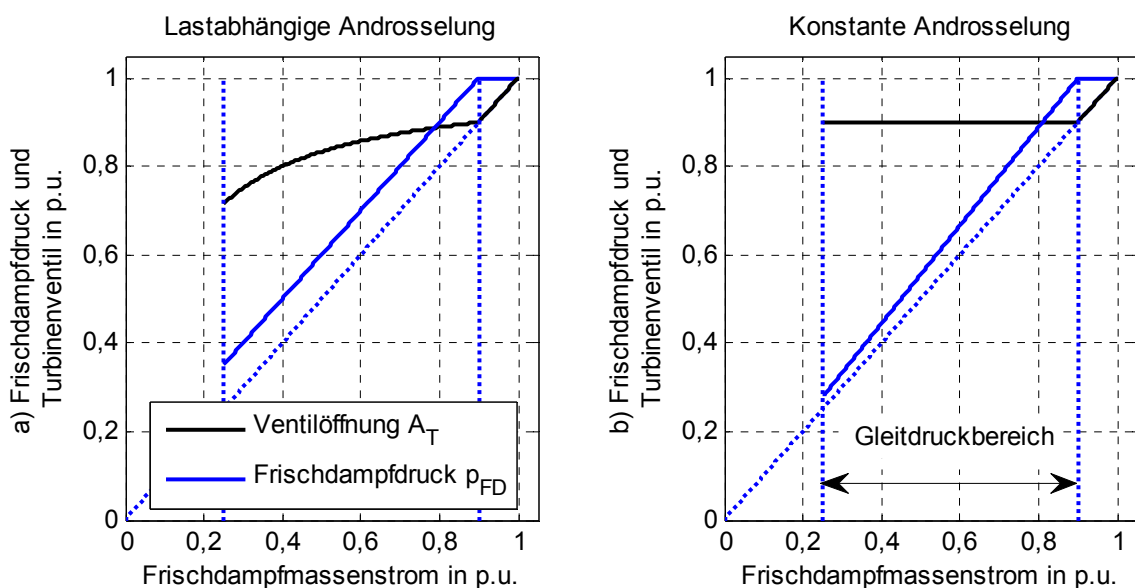
Da sowohl der online geplante Sollwertverlauf als auch der fahrplanbedingte Lastwechsel den Anforderungen aus Kapitel 4.1 entspricht, kann die Kombianlage dem vorgegebenen Sollwertverlauf wie gewünscht folgen (der Regelfehler in Abbildung 5-15 d) ist entsprechend sehr gering und resultiert aus den Modellabweichungen zwischen Entwurfs- und Simulationsmodell). Abbildung 5-15 e) und f) zeigen die Leistung von Gas- und

Dampfturbine. Hier wird deutlich, wie auch die Dampfturbine trotz der Trägheit des Abhitzedampferzeugers an der Bereitstellung von Regelleistung beteiligt ist.

### 5.6.2 Modifizierter Gleitdruckbetrieb

Bei der Betriebsart *modifizierter Gleitdruckbetrieb* wird die Leistung über die Turbinenventile geregelt, d.h. die Betriebsart gehört zur Kategorie *Turbine führt* [54]. Charakteristisch ist die Androsselung der Turbinenventile, um bei Bedarf schnelle Leistungsänderungen der Dampfturbine nicht nur in negative, sondern auch in positive Richtung zu ermöglichen. Da kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke vorrangig im natürlichen Gleitdruck betrieben werden ist diese Betriebsart eher untypisch, kann aber dazu genutzt werden, um mit dem gesamten Block an der Bereitstellung von Primärregelleistung teilzunehmen [11].

Abbildung 5-16 zeigt beispielhafte Kennlinien des modifizierten Gleitdruckbetriebs. Darin sind jeweils Frischdampfdruck und Turbinenventilöffnung über der Leistung, die durch den Frischdampfmassenstrom gegeben ist, aufgetragen. Der Lastbereich, in dem Gleitdruckbetrieb möglich ist, ist durch die senkrechten blau gestrichelten Linien gekennzeichnet, wobei die Mindestlast des Dampferzeugers in diesem Beispiel bei 25 % liegt. Gemäß der Richtlinie zur Blockführung von Wärmekraftwerken des VDI werden zwei Varianten unterschieden [54]. Abbildung 5-16 a) zeigt die Variante mit lastabhängiger Androsselung. Die lastabhängige Androsselung wird mit zunehmender Leistung geringer und

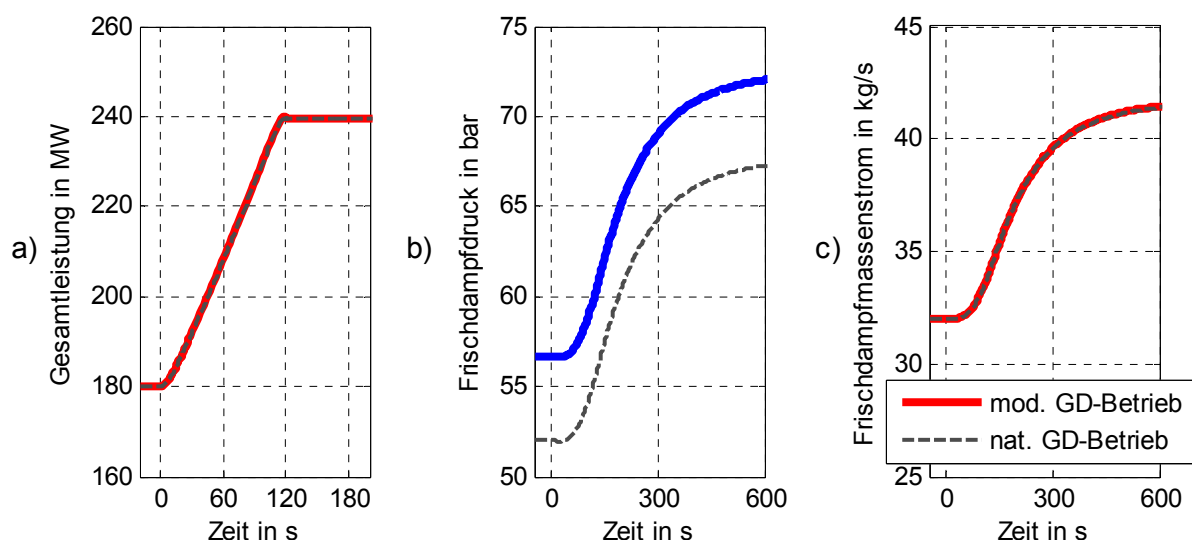


**Abbildung 5-16: Varianten der Gleitdruckkennlinien für modifizierten Gleitdruckbetrieb**

stellt somit sicher, dass lastunabhängig die gleiche Leistungsreserve vorgehalten wird. In Abbildung 5-16 b) hingegen ist die Androsselung konstant, sodass die Leistungsreserve bei geringerer Last bzw. Druck kleiner wird.

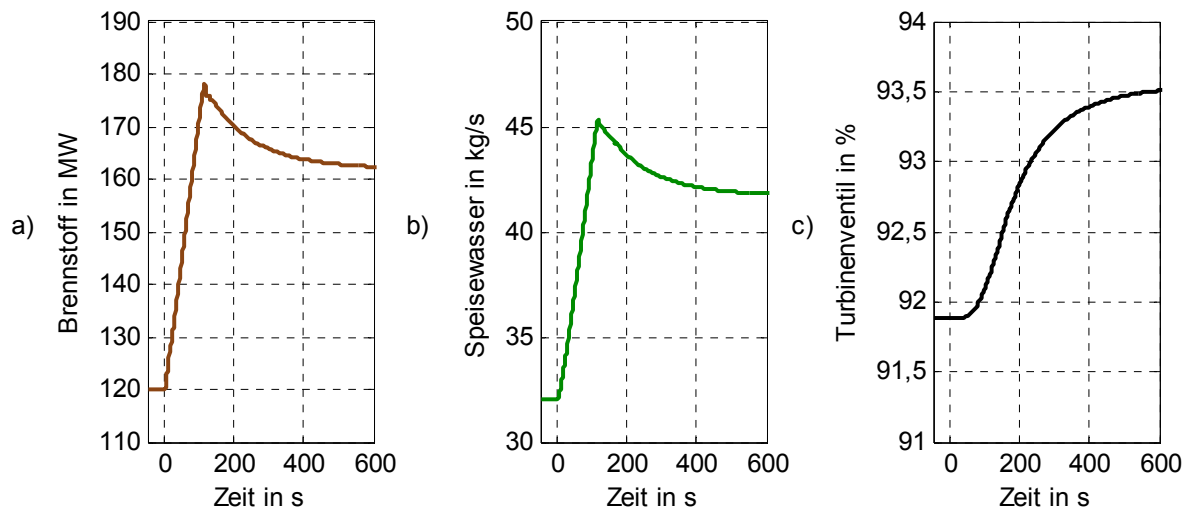
Da die Turbinenventilstellung als Eingangsgröße im Modell enthalten ist (siehe Kapitel 2.2), können beide Varianten durch die flachheitsbasierte Steuerung realisiert werden. Besondere Relevanz hat dabei Variante a), da hierbei die Androsselung lastabhängig durchgeführt werden muss. Diese veränderliche Androsselung soll allerdings keine Auswirkungen auf weitere Prozessgrößen, insbesondere die Leistung, haben. Daher wird die Androsselung entlang geplanter Trajektorien durchgeführt. Abbildung 5-17 zeigt eine Gegenüberstellung der wichtigsten Prozessgrößen sowohl im modifizierten als auch dem natürlichen Gleitdruckbetrieb. Abbildung 5-17 a) zeigt die Gesamtleistung, wobei während des Lastwechsels keine Unterschiede durch die Betriebsarten zu erkennen sind. Abbildung 5-17 b) zeigt den Verlauf des Frischdampfdrucks. Im modifizierten Gleitdruckbetrieb wurde leistungsunabhängig ein Vorhalt von fünf bar gewählt. Dementsprechend ist der Frischdampfdruck aufgrund der Androsselung der Turbinenventile zu jedem Zeitpunkt fünf bar höher als im natürlichen Gleitdruckbetrieb. Der Frischdampfmassenstrom, und damit die Leistung der Dampfturbine, ist in beiden Varianten wiederum gleich (Abbildung 5-17 c)).

Abbildung 5-18 zeigt die zugehörigen Stellgrößenverläufe. Hier ist die leistungsabhängige Androsselung in Abbildung c) zu sehen. Die Planung der Trajektorien für die Ventilöffnung  $A_T$



**Abbildung 5-17: Gegenüberstellung der wichtigsten Prozessgrößen für modifizierten und natürlichen Gleitdruckbetrieb**





**Abbildung 5-18: Stellgrößenverlauf bei einem Lastwechsel im modifizierten Gleitdruckbetrieb**

erfolgt über ein schnelles Tiefpassfilter, siehe Kapitel 4.2. Die verbleibende Differenz zur vollen Ventilöffnung kann zur Aktivierung von Primärregelleistung genutzt werden und entspricht einem konstanten Leistungsvorhalt. Die Verläufe von Brennstoff- und Speisewassermassenstrom sind durch die Androsselung weitgehend unverändert und hier zur Vollständigkeit abgebildet.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

### 6.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Regelungstechnische Fragestellungen können zumeist auf zwei Anforderungen bzw. Aufgaben reduziert werden, deren Lösungen jeweils verschiedene regelungstechnische Konzepte erfordern. Zum einen sollen Störungen unterdrückt werden, was in den Aufgabenbereich einer Regelung fällt. Durch den Soll-Istwert-Vergleich im geschlossenen Kreis werden dabei ungewollte Abweichungen festgestellt und die Regelung kann entsprechend reagieren.

Zum anderen sollen die Regelgrößen gewissen Sollwerten nachgeführt werden, wobei der Sollwert sich als zeitabhängiger Verlauf ändern kann. Hierbei handelt es sich um Anforderungen an das sogenannte *Führungsverhalten*, zu dem auch die Fragestellung schnellerer und präziser Lastwechsel bei Kraftwerken zählt. Wenngleich diese Aufgabe auch mit einer Regelung gelöst werden kann, so kann mit einer Steuerung ein deutlich besseres Prozessverhalten erreicht werden. Im Gegensatz zur Regelung handelt es sich bei der Steuerung um einen offenen Wirkungskreis. Da kein Regelfehler gebildet wird, wird nicht *reagiert*, sondern direkt auf Basis der reinen Sollwertverläufe *agiert*. Dadurch kann auf direkterem Weg auf den Prozess eingewirkt werden, der Umweg über die Bildung des Regelfehlers entfällt. Um einen Prozess angemessen steuern zu können, muss Wissen über das dynamische Verhalten in Form eines Prozessmodells zur Verfügung gestellt werden, sodass modellbasierte Steuerungen die geeignete Wahl sind.

Die Konsequenz aus diesen grundsätzlichen regelungstechnischen Zusammenhängen für den Betrieb kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke ist, dass modellbasierte Steuerungen, wie die in dieser Arbeit vorgestellte flachheitsbasierte Steuerung, zur Flexibilisierung der Anlagen beitragen können. Diese Schlussfolgerung gilt umso mehr, als dass das bisher eingesetzte

klassische Blockführungskonzept in erster Linie auf einer Regelung basiert. Vor diesem Hintergrund wird in dieser Arbeit eine Erweiterung auf die *Struktur mit zwei Freiheitsgraden* vorgeschlagen, in der die bestehende Regelung mit einem zusätzlichen Steuerzweig kombiniert wird. Vorteile des flachheitsbasierten Ansatzes sind neben einer deutlichen Verbesserung des Regelverhaltens die einfache Integration in das Gesamtkonzept sowie ein geringer numerischer Aufwand in der Berechnung der Stellgrößen.

Neben der eigentlichen Steuerung besteht dieser Steuerzweig zudem aus einer neuartigen Sollwertführung. Diese generiert aus Zielwerten der Regelgrößen geeignete Sollwertverläufe, die anschließend sowohl von der Regelung als auch von der Steuerung genutzt werden. Durch Anpassung der Sollwertverläufe an die Prozessdynamik konnte das Prozessverhalten bei Lastwechseln weiter verbessert werden. Dies gelingt insbesondere durch Wahl von Bézierkurven als Ansatzfunktionen, deren Verläufe weitgehend beliebig vorgegeben werden können. Diese Eigenschaft konnte in einem Optimierungsproblem genutzt werden, um den Stellaufwand deutlich zu reduzieren. Die resultierenden Sollwertverläufe sind entsprechend nicht mehr symmetrisch, wie es die klassischerweise eingesetzten Rampen waren. Bézierkurven sind darüber hinaus aufgrund ihrer einfachen Konstruktion und numerischen Stabilität zur Sollwertführung geeignet. Wenngleich sie bereits für flachheitsbasierte Steuerungen vereinzelt eingesetzt worden sind, sind Bézierkurven nach wie vor nicht Stand der Technik in diesem Bereich.

Entwurf und Simulation des Anlagenmodells wurde mit MATLAB/Simulink durchgeführt, das Modell wurde anhand von Messdaten validiert. Der Entwurf der Steuerung basiert auf einem vereinfachten Prozessmodell, das aus dem Simulationsmodell abgeleitet wurde. Es umfasst als Hauptstellgrößen den Brennstoffmassenstrom der Gasturbine sowie den Speisewassermassenstrom. Darüber hinaus können die Hochdruckventile der Dampfturbine sowie die Einspritzung berücksichtigt werden. Die zugehörigen geregelten Größen sind neben Leistung und Frischdampf Temperatur bzw. -enthalpie die Enthalpie am Verdampferaustritt sowie der Frischdampfdruck.

Die Simulationsergebnisse zeigen die erwartete Verbesserung des Regelverhaltens durch das erweiterte Blockführungskonzept. Dies gilt sowohl für die direkt betroffenen Regelkreise wie Leistung und Frischdampf Temperatur als auch für unterlagerte Regelkreise. Die maximalen Regelfehler werden kleiner, Ausregelzeiten deutlich verkürzt. Durch das in der Steuerung

berücksichtige Prozesswissen ergibt sich eine ruhigere, auf die Prozessdynamik abgestimmte Fahrweise, die zu geringerer Anregung von Störungen in unterlagerten Regelkreisen führt. Darüber hinaus zeigt sich deutlich das Potential, das in der Wahl geeigneter, d.h. auf die Prozessdynamik abgestimmter, Sollwertverläufe liegt. Neben den Verbesserungen bezüglich der Regelgüte bringt der gewählte Ansatz auch geringe Anforderungen an Rechen- und Implementierungsaufwand mit sich und ist daher besonders auch im Vergleich zu anderen Ansätzen modellbasierter Steuerungen vorteilhaft.

## 6.2 Ausblick

Die genannten Ergebnisse legen den Test des Konzepts an einer realen Anlage nahe. Eine Umsetzung könnte dabei in mehreren Schritten erfolgen:

Als erster Schritt kann die testweise Implementierung an einem kommerziellen Simulator durchgeführt werden. Dadurch kann das erweiterte Blockführungskonzept mit verhältnismäßig geringem Aufwand an einem detaillierteren Prozessmodell getestet werden, das den Prozess umfangreicher abbildet.

Eine vereinfachte Implementierung, sowohl an der realen Anlage als auch am Simulator, kann zunächst mit einer Steuerung vorgenommen werden, die auf dem Modell basiert, das für die Optimierung der Sollwertverläufe verwendet wurde. Dieses Modell umfasst lediglich die Leistungsdynamik, könnte aber bereits dazu dienen, die Funktionsweise der flachheitsbasierten Steuerung sowie die Effekte der Sollwertführung zu überprüfen.

Auf dieser Grundlage kann schließlich die Implementierung der Steuerung auf Basis des Mehrgrößenmodells durchgeführt werden, um neben der Leistung der Gasturbine auch die Speisewasserregelung mit zu berücksichtigen.

Die Ergebnisse in Kapitel 5 belegen außerdem, dass die Sollwertführung einen erheblichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des erweiterten Blockführungskonzeptes hat. Der gewählte Ansatz über Bézierkurven ist unabhängig von den hier untersuchten kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken und kann daher auch für andere Prozesse genutzt werden. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Sollwertführung einen erheblichen Einfluss auf

das Regel- bzw. Steuerverhalten bei flachheitsbasierten Steuerungen hat, ist der Ansatz der Bézierkurven auch für die flachheitsbasierte Steuerung anderer Prozesse interessant.

Die Verallgemeinerung der Bézierkurven, die sogenannten *B-Splines*, ist dabei eine Möglichkeit, noch umfänglichere Freiheitsgrade des Kurvenverlaufs zu nutzen. Dies kann bei Prozessen interessant sein, die sich sehr präzise steuern lassen, d.h. das Entwurfsmodell den realen Prozess sehr genau abbildet. Andernfalls würden Feinheiten in der Sollwertführung aufgrund von Störungen durch Modellunsicherheiten nicht zum Tragen kommen.

## Anhang A Prozessmodelle

Dieser Anhang umfasst detailliertere Informationen zu den verwendeten Modellen. Zum einen wird das Simulationsmodell des Abhitzedampferzeugers in der gängigen Zustandsraumdarstellung notiert, zum anderen wird ein weiter vereinfachtes Modell der Kombianlage beschrieben, das dem Entwurf optimaler Sollwertverläufe dient (siehe Kapitel 4.4).

### A.1 Abhitzedampferzeugermodell

Das Simulationsmodell des Abhitzedampferzeugers ist ein nichtlineares Modell sechster Ordnung. Um die Gleichungen übersichtlich zusammenzufassen, wird das Modell in der sogenannten Zustandsraumdarstellung dargestellt [24]. Hierfür werden die Eingangsgrößen zum Eingangsvektor  $u_{\text{AHDE}}$  zusammengefasst:

$$u_{\text{AHDE}} = [u_{\text{AHDE},1}, \dots, u_{\text{AHDE},5}]^T = [\dot{Q}_{\text{AH}}, \dot{M}_{\text{Spw}}, A_{\text{T}}, h_{\text{Kühl}}, h_{\text{Spw}}]^T \quad (35)$$

Die Modelldynamik wird über die Zustandsgrößen und deren Änderungen beschrieben. Die Zustandsgrößen sind im Zustandsvektor  $x_{\text{AHDE}}$  enthalten. Für das Modell sechster Ordnung ergibt sich der Zustandsvektor zu:

$$x_{\text{AHDE}} = [x_{\text{AHDE},1}, \dots, x_{\text{AHDE},6}]^T = [h_1, h_{\text{V}}, h_{\text{FD}}, \dot{M}_{\text{DE}}, p_{\text{FD}}, \dot{M}_{\text{ND}}]^T \quad (36)$$

Die Ausgangsgrößen ergeben sich aus den Zustandsgrößen und sind im Ausgangsvektor  $y_{\text{AHDE}}$  zusammengefasst.  $h_{\text{V}}$ ,  $h_{\text{FD}}$  und  $p_{\text{FD}}$  sind Zustandsgrößen, für  $P_{\text{DT}}$  gilt Gleichung (8).

$$y_{\text{AHDE}} = [y_{\text{AHDE},1}, \dots, y_{\text{AHDE},4}]^T = [h_{\text{V}}, h_{\text{FD}}, p_{\text{FD}}, P_{\text{DT}}]^T \quad (37)$$

Die dynamischen Zusammenhänge zwischen den Modellgrößen sind durch die Zustandsänderungen  $x$  beschrieben. Das Differentialgleichungssystem sechster Ordnung kann als sechs Differentialgleichungen erster Ordnung dargestellt werden:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_{\text{AHDE},1} &= \frac{1}{T_V} \left( u_{\text{AHDE},5} + \frac{u_{\text{AHDE},1}}{u_{\text{AHDE},2}} \cdot \frac{\gamma}{2} - x_{\text{AHDE},1} \right) \\
 \dot{x}_{\text{AHDE},2} &= \frac{1}{T_V} \left( x_{\text{AHDE},1} + \frac{u_{\text{AHDE},1}}{u_{\text{AHDE},2}} \cdot \frac{\gamma}{2} - x_{\text{AHDE},2} \right) \\
 \dot{x}_{\text{AHDE},3} &= \frac{1}{T_{\text{ÜH}}} \left( x_{\text{AHDE},2} + \frac{u_{\text{AHDE},1}}{u_{\text{AHDE},2}} \cdot (1-\gamma) + u_{\text{AHDE},4} - x_{\text{AHDE},3} \right) \\
 \dot{x}_{\text{AHDE},4} &= \frac{1}{T_{\text{mDE}}} (u_{\text{AHDE},2} - x_{\text{AHDE},4}) \\
 \dot{x}_{\text{AHDE},5} &= \frac{1}{T_{\text{Sp}}} (x_{\text{AHDE},4} + hp \cdot \dot{x}_{\text{AHDE},2} - x_{\text{AHDE},5} \cdot pm \cdot u_{\text{AHDE},3}) \\
 \dot{x}_{\text{AHDE},6} &= \frac{1}{T_{\text{ND}}} ((1-\alpha)x_{\text{AHDE},5} \cdot u_{\text{AHDE},3} \cdot pm - x_{\text{AHDE},6})
 \end{aligned} \tag{38}$$

Das Verzögerungsverhalten zwischen Ein- und Ausgangsgrößen des Modells wird über die Zeitkonstanten beschrieben. Diese sind aus Messdaten geeignet zu bestimmen, um das dynamische Verhalten des jeweiligen Kessels bestmöglich abzubilden, siehe Kapitel 2.2.

## A.2 Steuerungsentwurfmodell

Nachfolgend ist die Zustandsraumdarstellung des Steuerungsentwurfmodells angegeben. Die Gleichungen beschreiben das Gesamtmodell, d.h. Gasturbine und Abhitzedampferzeuger. In Analogie zu den Gleichungen (35)-(37) für das Simulationsmodell des Abhitzedampferzeugers sind nachfolgend der Eingangsvektor  $u$ , Zustandsvektor  $x$  sowie der Ausgangsvektor  $y$  angegeben. Dabei ist zu beachten, dass nur die Eingangsgrößen  $u_1$  und  $u_2$  als Stellgrößen verwendet werden.

$$u = [\dot{M}_{\text{Br}}, \dot{M}_{\text{Spw}}, A_{\text{T}}, h_{\text{Kühl}}]^T \tag{39}$$

$$x = [p_{\text{GT}}, h_{\text{V}}, h_{\text{FD}}, \dot{M}_{\text{DE}}, p_{\text{FD}}, p_{\text{DT}}]^T \tag{40}$$

$$y = [p_{\text{GT}}, p_{\text{DT}}, h_{\text{V}}, h_{\text{FD}}, p_{\text{FD}}, \dot{M}_{\text{FD}}]^T \tag{41}$$

Insgesamt ergibt sich für das vereinfachte Steuerungsentwurfsmodell der Kombianlage ein Gleichungssystem sechster Ordnung, siehe Gleichungssystem (42).

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= \frac{1}{T_{GT}}(u_1 - x_1) \\
 \dot{x}_2 &= \frac{1}{T_V} \left( h_{\text{Spw}} + \gamma \cdot PQ \frac{x_1}{u_2} - x_2 \right) \\
 \dot{x}_3 &= \frac{1}{T_{\text{ÜH}}} \left( x_2 + (1 - \gamma) PQ \frac{x_1}{u_2} + u_4 - x_3 \right) \\
 \dot{x}_4 &= \frac{1}{T_{\text{mDE}}} (u_2 - x_4) \\
 \dot{x}_5 &= \frac{1}{T_{\text{Sp}}} (x_4 - x_5 \cdot pm \cdot u_3) \\
 \dot{x}_6 &= \frac{1}{T_{\text{HDND}}} (x_5 \cdot u_3 \cdot pm \cdot mP - x_6)
 \end{aligned} \tag{42}$$

Die Gleichungen für  $\dot{x}_2$  und  $\dot{x}_3$  (Enthalpiedynamik) sind unter Verwendung von Gleichung (9) linear und können daher in Matrixschreibweise dargestellt werden. Die daraus resultierende Systemmatrix **A** und Steuermatrix **B** des Teilmodells können zur Bestimmung der Steuerbarkeitsmatrix herangezogen werden (siehe Abschnitt 3.4.1). Der Nachweis der Linearität ergibt sich aus der Existenz der Steuerbarkeitsmatrix.

### A.3 Modell für optimale Sollwertführung

Zur Lösung des in Kapitel 4.4 beschriebenen Optimierungsproblems zur Bestimmung optimaler Sollwertverläufe kommt ein vereinfachtes Prozessmodell zum Einsatz. Dieses wurde bereits in [27] zum Entwurf einer flachheitsbasierten Steuerung eingesetzt. Es ist auf die für die Optimierung relevante Leistungsdynamik beschränkt und daher deutlich einfacher als das in Kapitel 2.3 beschriebene Steuerungsentwurfsmodell. Die Modellgrößen sind durch den Index  $m$  gekennzeichnet. Daraus ergeben sich Vorteile bei der numerischen Optimierung hinsichtlich des Rechenaufwands.

Gasturbine und Abhitzedampferzeuger (inklusive Dampfturbine) werden jeweils als ein Verzögerungsglied erster Ordnung abgebildet. Die beiden Zustandsgrößen  $x_{m,1}$  und  $x_{m,2}$



stehen daher für die Leistung der Gas- bzw. Dampfturbine. Die Ausgangsgröße  $y_m$  des Modells ergibt sich daher als Summe der beiden Zustandsgrößen, Eingangsgröße  $u_m$  ist der Brennstoffmassenstrom. Die Kopplung der beiden Teilmodelle ergibt sich proportional zur Leistung der Gasturbine, wobei der Faktor  $\beta$  den Anteil der Gasturbinenleistung an der Gesamtleistung angibt. Das lineare Gesamtmodell ist in Gleichung (43) beschrieben:

$$\dot{x}_m = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T_{GT}} & 0 \\ \frac{1-\beta}{\beta T_{AHDE}} & \frac{-1}{T_{AHDE}} \end{bmatrix} x_m + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{GT}} \\ 0 \end{bmatrix} u_m \quad (43)$$

$$y_m = [1 \quad 1] x_m$$

Zur Validierung des Modells sei auf [27] verwiesen.

## A.4 Hilfsgrößen bei Validierung

Wie in Abschnitt 2.2.5 beschrieben wurde das Modell mit Daten eines befeuerten Kessels validiert. Da der im Kessel übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{AHDE}$  nicht messbar ist und daher kein Messwert vorliegt, wird diese Größe aus dem Brennstoffmassenstrom näherungsweise bestimmt. Hierbei wird der Brennstoffmassenstrom über ein Verzögerungsglied erster Ordnung verzögert, um beispielsweise Mahlvorgängen in der Kohlemühle Rechnung zu tragen. Die Zeitkonstante wurde mit 60 Sekunden angenommen und liegt im Bereich der in [54] beschriebenen typischen Verzugszeiten.

Die Verteilung der Wärmeübertragung im Kessel ist lastabhängig und wurde aus den in den Messdaten enthaltenen stationären Arbeitspunkten rechnerisch ermittelt. Die berechneten Punkte wurden als Stützstellen einer Kennlinie verwendet, um die übertragene Wärmemenge  $\dot{Q}_{AHDE}$  zu ermitteln. Darüber hinaus wurde eine Kennlinie für die Turbinenventilstellung aus den Messdaten ermittelt, um aus der Ventilstellung die für das Modell erforderliche Ventilöffnung  $A_T$  zu berechnen.

Für die Simulationsstudien wurden die Parameter des Abhitzedampferzeugers geeignet angepasst, wie in Kapitel 5 beschrieben. Als Maßstab wurde dabei das Verzögerungsverhalten des Abhitzedampferzeugers der Kombianlage verwendet, deren

Daten in Abbildung 1-5 dargestellt sind. Die aus diesen Daten ermittelte Gesamtzeitkonstante, die die Verzögerung der DT-Leistung gegenüber der GT-Leistung beschreibt, liegt im Bereich von ca. 140 Sekunden. Die Nennwerte für Frischdampfdruck und –massenstrom wurden so gewählt, wie sie typischerweise bei Kombianlagen der simulierten Leistungsklasse vorliegen.

## Anhang B Differentiation von Bézierkurven

Die Lage der Kontrollpunkte einer Bézierkurve definiert ihren Verlauf und damit auch sämtliche Ableitungen. Um bei Sollwertverläufen die geforderte stetige Differenzierbarkeit an Übergangsstellen zwischen dem konstantem Sollwertverlauf und dem Sollwertverlauf während des Lastwechsels zu garantieren, müssen Randbedingungen an die Lage der Kontrollpunkte eingehalten werden.

Dies sei an einem einfachen Beispiel mit drei Kontrollpunkten  $\theta_i = [t_i \ P_i]$ ,  $i = 0(1)2$  veranschaulicht, das einer Beschreibung in [104] folgt. Wie in Kapitel 4.3 beschrieben besteht jeder Kontrollpunkt aus einem Wert für die Zeit  $t_i$  sowie einem Wert für die Leistung  $P_i$ , wenn es sich wie unterstellt um Sollwertverläufe für die Leistung handelt. Eine paarweise Verbindung  $y(\lambda)$  der Kontrollpunkte über eine Gerade in Abhängigkeit des Parameters  $\lambda \in [0 \ 1]$  kann wie folgt beschrieben werden:

$$\begin{aligned} y_{01}(\lambda) &= \theta_0(1-\lambda) + \theta_1\lambda \\ y_{12}(\lambda) &= \theta_1(1-\lambda) + \theta_2\lambda \end{aligned} \tag{44}$$

Dabei handelt es sich jeweils um eine Bézierkurve erster Ordnung. Durch Ableiten von Gleichung (44) nach  $\lambda$  können die Steigungen der beiden Kurven bestimmt werden. Da es sich jeweils um Geraden handelt ist die Steigung unabhängig von  $\lambda$  und ergibt sich aus der relativen Lage der beiden beteiligten Kontrollpunkte zueinander. Alle weiteren Ableitungen sind demzufolge gleich null.

Durch Kombination der beiden Bézierkurven erster Ordnung aus Gleichung (44) ergibt sich eine Bézierkurve zweiter Ordnung. Bei der Kombination wird analog zur Verknüpfung zweier Kontrollpunkte vorgegangen, sodass für die Kurve zweiter Ordnung gilt:

$$y_{02}(\lambda) = y_{01}(1-\lambda) + y_{12}\lambda \quad (45)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (44) ergibt sich die folgende explizite Darstellung der Bézierkurve zweiter Ordnung in Gleichung (46). Dieses rekursive Vorgehen kann analog zur Konstruktion von Bézierkurven höherer Ordnung angewendet werden.

$$y_{02}(\lambda) = \theta_0(1-\lambda)^2 + 2\lambda(1-\lambda)\theta_1 + \lambda^2\theta_2 \quad (46)$$

Differentiation von Gleichung (46) nach  $\lambda$  an der Stelle  $\lambda=0$ , d.h. am Beginn der Kurve, zeigt, dass die Gerade  $y_{01}$  eine Tangente an die Bézierkurve in diesem Punkt ist. Die erste Ableitung am Beginn der Kurve hängt somit von der Lage der ersten beiden Kontrollpunkte ab. Erneute Differentiation führt an der Stelle  $\lambda=0$  zu einem Ausdruck, bei dem die ersten drei Kontrollpunkte eingehen. Der rekursive Charakter von Gleichung (46) erlaubt die Schlussfolgerung, dass die  $n$ -te Ableitung einer Bézierkurve in ihrem Startpunkt von der Lage der ersten  $n+1$  Kontrollpunkte abhängt. Eine analoge Betrachtung kann für den Endpunkt der Bézierkurve bei  $\lambda=1$  bezüglich der letzten  $n+1$  Kontrollpunkte durchgeführt werden.

Daraus ergeben sich die folgenden Konsequenzen für die Planung von Sollwertverläufen:

- Um den Übergang von bzw. zu einem stationären Arbeitspunkt  $C^n$ -stetig zu realisieren, müssen die ersten bzw. letzten  $n+1$  Kontrollpunkte denselben Wert für  $P_i$  besitzen, d.h. auf einer horizontalen Geraden liegen. Dieser Sachverhalt kann beispielsweise in Abbildung 4-5 für  $C^2$ -stetige Übergänge beobachtet werden.
- Für die prädiktive Online-Planung aus Kapitel 4.5 ergibt sich ein rekursives Vorgehen zur Berücksichtigung der von null verschiedenen Ableitungen. Der erste Kontrollpunkt der neugeplanten Kurve ist ihr Startpunkt und entspricht dem Wert der bisherigen Kurve im Neuplanungszeitpunkt. Ausgehend von der ersten Ableitung an dieser Stelle werden sukzessive alle höheren Ableitungen berücksichtigt. Hierzu wird der jeweils nächste Kontrollpunkt so gewählt, dass der Wert der jeweiligen Ableitung eingehalten wird. Zuvor bestimmte Kontrollpunkte gehen als Randbedingung in die Bestimmungsgleichung ein.

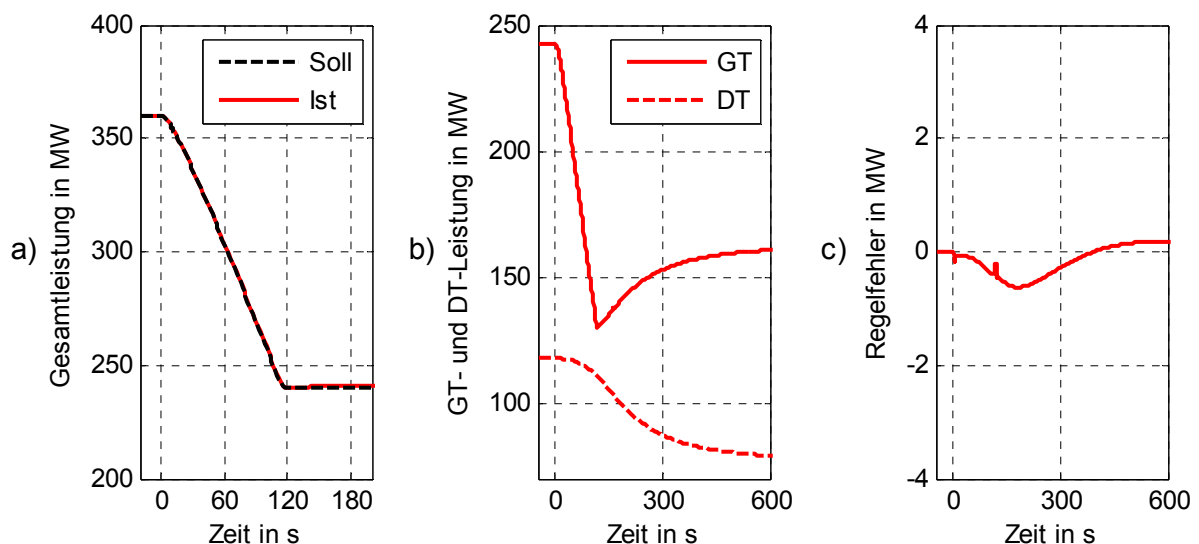
Die beschriebenen Randbedingungen an die Lage der Kontrollpunkte sind sowohl für die optimale Sollwertführung bei Lastwechseln (Kapitel 4.4) als auch die prädiktive Online-Planung (Kapitel 4.5) in MATLAB-Funktionen implementiert.

## Anhang C Weitere Simulationsstudien

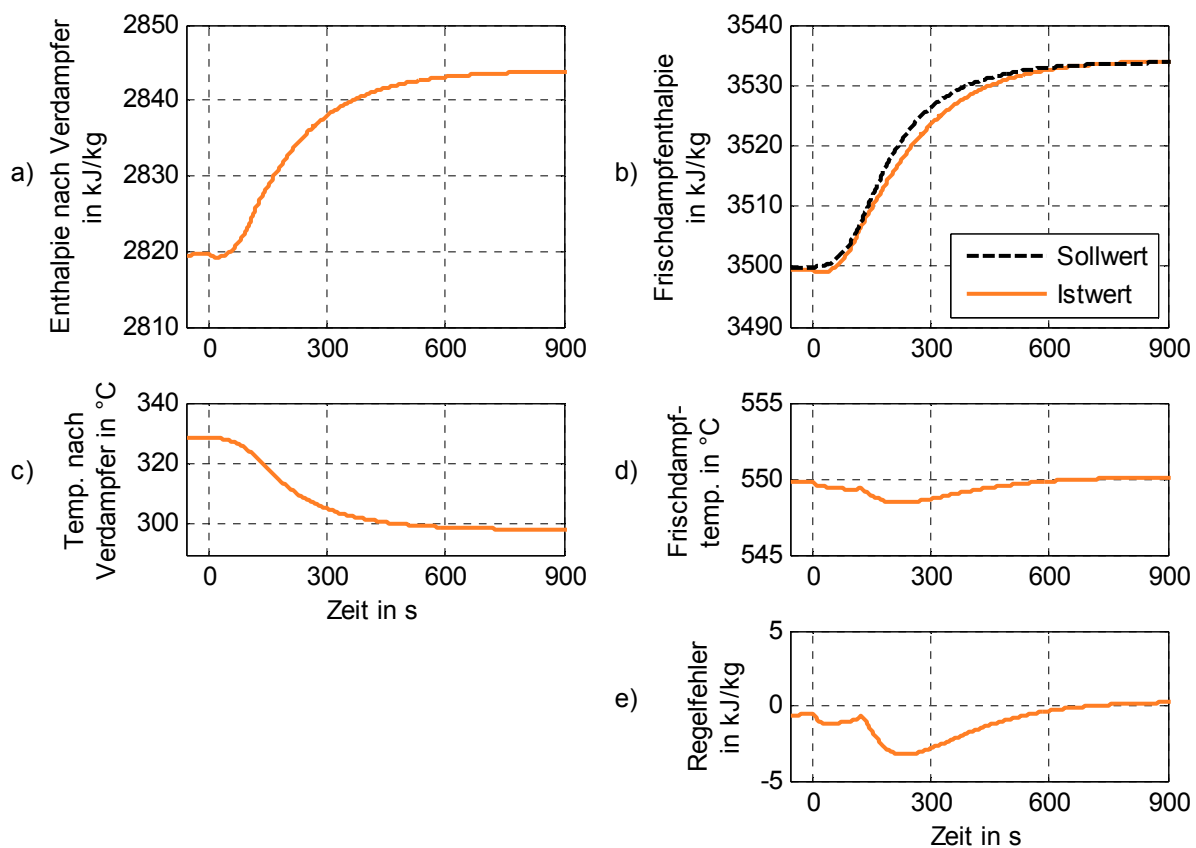
Um die Funktionsweise auch beispielhaft für einen negativen Lastwechsel zu belegen, sind in diesem Anhang die Simulationsergebnisse eines negativen Lastwechsels dargestellt. Das Anlagenmodell ist das gleiche wie bei den Simulationen in Kapitel 5.

In diesem Szenario wurde die Leistung in vier Minuten von 360 MW (80% Leistung) auf 240 MW reduziert, die Leistungsänderungsgeschwindigkeit liegt daher bei 30 MW/Minute.

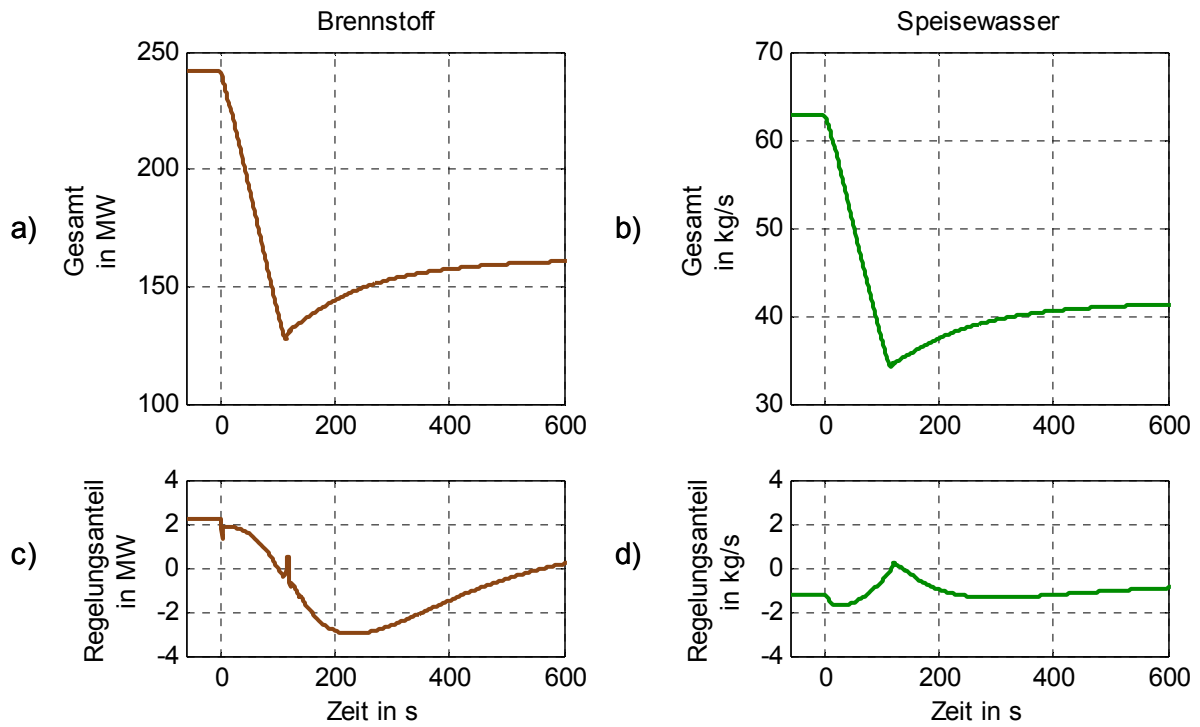
Die folgenden Abbildungen zeigen das Leistungsregelverhalten, das Enthalpieregulverhalten sowie die Stellgrößenverläufe. Vor Beginn des Lastwechsels wird bereits ein gewisser Anteil der Stellgrößen durch die Regelung erbracht (Abbildung C-3 c) und d)). Dies ist darauf zurückzuführen, dass an diesem Arbeitspunkt Abweichungen zwischen Entwurfs- und Simulationsmodell bestehen, die zu einem entsprechenden Eingreifen der Regelung führen.



**Abbildung C-1: Leistungsregelverhalten bei einem negativen Lastwechsel mit dem erweiterten Blockführungskonzept**



**Abbildung C-2: Enthalpieregulverhalten bei einem negativen Lastwechsel mit dem erweiterten Blockführungskonzept**



**Abbildung C-3: Stellgrößen bei einem negativen Lastwechsel mit dem erweiterten Blockführungskonzept**



## Literatur

- [1] Integration der erneuerbaren Energien in den deutschen/europäischen Strommarkt. Integration EE. Hrsg.: Deutschen Energie-Agentur GmbH (dena), Berlin 2012
- [2] *Fraunhofer IWES*: WindMonitor. Hrsg.: Fraunhofer-Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik IWES. <http://www.windmonitor.de/>, abgerufen am 27.07.15
- [3] *Quaschnig, V.*: Homepage: Erneuerbare Energien und Klimaschutz. Hrsg.: Quaschnig, V. <http://www.erneuerbare-energien-und-klimaschutz.de/datserv/pv-deu/index.php>, abgerufen am 27.07.15
- [4] Netzentwicklungsplan Strom 2012. 2. Überarbeiteter Entwurf der Übertragungsnetzbetreiber. Hrsg.: 50 Hertz Transmission GmbH, Amprion GmbH, TenneT TSO GmbH, TransnetBW GmbH 2012. [http://www.netzentwicklungsplan.de/sites/default/files/NEP\\_2012\\_2/NEP2012\\_2\\_Kapitel\\_1\\_bis\\_8.pdf](http://www.netzentwicklungsplan.de/sites/default/files/NEP_2012_2/NEP2012_2_Kapitel_1_bis_8.pdf), abgerufen am 30. August 2012
- [5] UCTE Operation Handbook. Hrsg.: Entso-E 2004. <https://www.entsoe.eu/resources/publications/system-operations/operation-handbook/>, abgerufen am 07. Oktober 2012
- [6] *Zolotarev, P.*: Netzregelverbund. Regelzonengrenzen übergreifende Optimierung der Ausregelung von Wirkleistungsungleichgewichten unter Berücksichtigung von Netzengpässen, Dissertation, Stuttgart
- [7] *Agora Energiewende*: Agorameter. <http://www.agora-energiewende.de/de/themen/-agothem-/Produkt/produkt/76/Agorameter/>, abgerufen am 27.07.15
- [8] *Molfese, S.*: Einsatzflexibilität und Systemdienstleistungen der konventionellen Kraftwerke. In: *VDE Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e. V.* (Hrsg.): ETG/GMA-Fachtagung "Wege in eine nachhaltige und weiterhin zuverlässige Stromversorgung" 2013
- [9] *Brauner, G.*: Neue Aufgaben der thermischen Kraftwerke in nachhaltigen Energiesystemen: Kraftwerkstechnik. TK, Neuruppin 2012, S. 827–835
- [10] *Balling, L.; Schmid, E.; Tomschi, U.*: Flexiblen Kraftwerken gehört die Zukunft. Energy 2.0-Kompodium (2011), S. 136–139
- [11] *Henkel, N.; Schmid, E.; Gobrecht, E.*: Operational flexibility enhancements of combined cycle power plants. Reprint from Power-Gen Europe 2007

- [12] *Kahlert, J.; Schüle, V.; Altmann, H.*: Möglichkeiten und Grenzen der Optimierung betrieblicher Flexibilität in existierenden Kraftwerken. VGB PowerTech (2013) Nr. 1/2, S. 59–63
- [13] *Lüdge, S.*: Möglichkeiten und Grenzen der Flexibilisierung: Kraftwerkstechnik. TK, Neuruppin 2012, S. 237–243
- [14] *Henderson, C.*: Increasing the flexibility of coal-fired power plants. Hrsg.: IEA Clean Coal Centre, London 2014
- [15] *Berndt, H.; Hermann, M.; Kreye, H. D.; Reinisch, R.; Scherer, U.; Vanzetta, J.*: TransmissionCode 2007. Netz- und Systemregeln der deutschen Übertragungsnetzbetreiber. Hrsg.: Verband der Netzbetreiber e.V. 2007. [http://www.netzentwicklungsplan.de/system/files/documents/Transmissioncode%20\\_2007\\_UeNB.pdf](http://www.netzentwicklungsplan.de/system/files/documents/Transmissioncode%20_2007_UeNB.pdf)
- [16] *Krüger, U.; Rech, M.; Tuuri, S.; Zindler, H.*: Dynamischer Kraftwerkssimulator zur leittechnischen Optimierung der Sekundärregelantwort des E.ON-Kraftwerks Wilhelmshaven: Kraftwerkstechnik 2015. Strategien, Anlagentechnik und Betrieb. SAXONIA Standortentwicklungs- und verwaltungsgesellschaft mbH, Freiberg 2015, S. 641–649
- [17] *Kanisch, H.; Haake, D.; Müller, F.*: Feuerungsoptimierung einer Dampferzeugerfeuerung mittels modellbasierter Regelstrukturen. VGB PowerTech (2014) Nr. 9, S. 81–84
- [18] *Rees, N.W., Lu, C.X.*: Some thoughts on the advanced control of electric power plants. Transactions of the Institute of Measurement and Control (2002) Nr. 2, S. 87–106
- [19] *Umweltbundesamt*: Datenbank "Kraftwerke in Deutschland". Hrsg.: Umweltbundesamt. <http://www.umweltbundesamt.de/dokument/datenbank-kraftwerke-in-deutschland>, abgerufen am 27.07.15
- [20] Zahlen und Fakten - Stromerzeugung 2013/2014. Hrsg.: VGB PowerTech e.V 2013. [https://www.vgb.org/daten\\_stromerzeugung.html?dfid=55640](https://www.vgb.org/daten_stromerzeugung.html?dfid=55640), abgerufen am 28.07.15
- [21] *Crastan, V.*: Elektrische Energieversorgung 2. Springer, Dordrecht 2012
- [22] *Doležal, R.*: Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke. Energietechnik. Springer, Berlin 2001
- [23] *Lechner, C.; Seume, J.*: Stationäre Gasturbinen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2009
- [24] *Lunze, J.*: Regelungstechnik 1. Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen. Springer, Berlin 1996

- [25] *Zeit, M.*: Differentielle Flachheit: Eine nützliche Methodik auch für lineare SISO-Systeme. *at - Automatisierungstechnik* (2010) Nr. 1, S. 5–13
- [26] *Horowitz, I.*: *Synthesis of Feedback Systems*. Acad. Press, New York 1963
- [27] *Hanel, L.; Gutekunst, F.; Scheffknecht, G.*: Improved Load Tracking Performance for Combined Cycle Gas Turbine Plants through Flatness Based Feedforward Control: Tagungsband: 19th IFAC World Congress, S. 1343–1348
- [28] *Hanel, L.; Gutekunst, F.; Scheffknecht, G.*: Flexibilisierung des Betriebs von GuD-Anlagen durch flachheitsbasierte Steuerung: *Kraftwerkstechnik 2014. Strategien, Anlagentechnik und Betrieb*. SAXONIA Standortentwicklungs- und verwaltungsgesellschaft mbH, Freiberg 2014, S. 599–609
- [29] *Hanel, L.; Gutekunst, F.; Scheffknecht, G.; Schöll, C.*: Optimale Sollwertführung bei Lastwechseln als Beitrag zur Flexibilisierung des Betriebs kombinierter Gas- und Dampfkraftwerke: *Kraftwerkstechnik 2015. Strategien, Anlagentechnik und Betrieb*. SAXONIA Standortentwicklungs- und verwaltungsgesellschaft mbH, Freiberg 2015, S. 1027–1038
- [30] *Schöll, C.*: Online-Trajektorienplanung für ein flachheitsbasiertes Steuerungskonzept zur Bereitstellung von Sekundärregelleistung am Beispiel eines GuD-Kraftwerks, Bachelorarbeit, Stuttgart 2014
- [31] *Hahne, E.*: *Technische Thermodynamik. Einführung und Anwendung*. 2., überarb. Aufl. Addison-Wesley, Bonn 1993
- [32] *Gasturbinen-Kenndaten /-Referenzen*. Verlag Rationeller Erdgaseinsatz, Kaiserslautern 2006
- [33] *Klefenz, G.*: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. 3 überarb. Aufl. Bibliographisches Institut, Mannheim 1983
- [34] *Bräuer, R.; Gericke, B.*: Zwangdurchlauf-Dampferzeuger in GuD-Anlagen für dynamischen Netzbetrieb. *VGB PowerTech* (2014) Nr. 7, S. 58–65
- [35] *Yee, S.; Milanovic, J.; Hughes, F.*: Overview and Comparative Analysis of Gas Turbine Models for Systems Stability Studies. *IEEE Trans. Power Syst* 23 (2008) Nr. 1, S. 108–118
- [36] *Crosa, G.; Pittaluga, F.; Trucco, A.; Beltrami, F.; Torelli, A.; Traverso, F.*: Heavy-duty gas turbine plant aerothermodynamic simulation using simulink. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (1998) Nr. 120, S. 550–556

- [37] *Schobeiri, M.; Attia, M.; Lippke, C.*: GETRAN: A generic, modularly structured computer code for simulation of dynamic behavior of aero- and power generation gas turbine engines. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (1994) Nr. 116, S. 483–494
- [38] *Kim, J.; Song, T.; Kim, T.; Ro, S.*: Model development and simulation of transient behavior of heavy duty gas turbines. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2001) Nr. 123, S. 589–594
- [39] *Badmus, O.; Eveker, K.; Nett, C.*: Control-oriented high frequency turbomachinery modeling: General one dimensional model development. *ASME Journal of Turbomachinery* (1995) Nr. 117, S. 320–335
- [40] *Modeling of Gas Turbines and Steam Turbines in Combined Cycle Power Plants*. Hrsg.: Cigre Task Force C4.02.25 2003
- [41] *Pourbeik, P.*: Modeling of Combined-Cycle Power Plants for Power System Studies. *IEEE Power Engineering Society General Meeting* (2003) Nr. 3
- [42] *Pereira, L.; Undrill, J.; Kosterev, D.; Davies, D.; Patterson, S.*: A new thermal governor modeling approach in the WECC. *IEEE Trans. Power Syst* 18 (2003) Nr. 2, S. 819–829
- [43] *Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models*: Dynamic models for combined cycle plants in power system studies. *IEEE Trans. Power Syst* 9 (1994) Nr. 3, S. 1698–1708
- [44] *Rowen, W.*: Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (1983) Nr. 105
- [45] *Zhang, Q.; So, P.*: Dynamic modelling of a combined cycle plant for power system stability studies. In: 2000 IEEE Power Engineering Society Winter Meeting. Conference Proceedings, 2000, Singapur 2000, S. 1538–1543
- [46] *Massucco, S.; Pitto, A.; Silvestro, F.*: A Gas Turbine Model for Studies on Distributed Generation Penetration Into Distribution Networks. *IEEE Trans. Power Syst* (2011) Nr. 3, S. 992–999
- [47] Benson HRSG Boilers - Reference List. Hrsg.: Siemens Energy. [http://www.energy.siemens.com/mx/pool/hq/power-generation/power-plants/steam-power-plant-solutions/benson%20boiler/BENSON\\_HRSG\\_Reference\\_List.pdf](http://www.energy.siemens.com/mx/pool/hq/power-generation/power-plants/steam-power-plant-solutions/benson%20boiler/BENSON_HRSG_Reference_List.pdf), abgerufen am 07.02.16
- [48] *Effenberger, H.*: Dampferzeugung. Springer-Verlag, Berlin 2000

- [49] *Balling, L.*: One year of commercial operation in Irsching, PowerGen Asia, Bangkok, 2012
- [50] Homepage der Stadtwerke Düsseldorf. Hrsg.: Stadtwerke Düsseldorf. <http://www.swd-ag.de/ueber-uns/erzeugung/neues-gaskraftwerk.html>
- [51] *Meinke, S.*: Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung, Dissertation, Rostock 2012
- [52] *Jansen, M.; Schulenberg, T.; Waldinger, D.*: Shop Test Result of the V64.3 Gas Turbine. Transactions of the ASME (1992) Nr. 114, S. 676–681
- [53] VDI/VDE-Richtlinie 3506: Speisewasserregelung für Durchlaufdampfzeuger in konventionellen Kraftwerken (1997). Beuth Verlag, Berlin 1997
- [54] VDI/VDE-Richtlinie 3508: Blockregelung von Wärmekraftwerken (2003). Beuth Verlag, Berlin 2003
- [55] *Crastan, V.; Westermann, D.*: Elektrische Energieversorgung. 3. bearb. Aufl. Springer-Verlag, Berlin 2012
- [56] *Kehlhofer, R.*: Combined-cycle gas & steam turbine power plants. 2. Aufl. PennWell, Tulsa 1999
- [57] *Hagenmeyer, V.; Zeitz, M.*: Flachheitsbasierter Entwurf von linearen und nichtlinearen Vorsteuerungen. at - Automatisierungstechnik (2004) Nr. 1, S. 3–12
- [58] *Graichen, K.*: Feedforward Control Design for Finite-Time Transition Problems of Nonlinear Systems with Input and Output Constraints, Dissertation, Stuttgart 2006
- [59] *Rothfuß, R.; Rudolph, J.; Zeitz, M.*: Flachheit: Ein neuer Zugang zur Steuerung und Regelung nichtlinearer Systeme. at - Automatisierungstechnik (1997) Nr. 11, S. 517–525
- [60] *Graichen, K.; Hagenmeyer, V.; Zeitz, M.*: A new approach to inversion-based feedforward control design for nonlinear systems. Automatica (2005), S. 2033–2041
- [61] *Weng, C.; Ray, A.*: Robust Wide-Range Control of Steam-Electric Power Plants. IEEE Transactions on Control Systems Technology (1997) Nr. 1, S. 74–88
- [62] *Welfonder, E.; Pitscheider, K.*: Robustes modellgestütztes Blockführungs- und Regelkonzept für verschiedene Blockbetriebsweisen. "Dampfzeuger führt", "Block führt", "Turbine führt". VGB Kraftwerkstechnik (1996) Nr. 11/96, S. 900–910
- [63] *Kallina, G.; Näser, W.; Welfonder, E.*: Verbessertes Leistungsregelkonzept für Dampfkraftwerke. VDI Berichte 1245 (1996), S. 51–70

- [64] *Wurmthaler, C.; Kühnlein, A.*: Modellgestützte Vorsteuerung für messbare Störungen. at - Automatisierungstechnik (2009) Nr. 7, S. 328–331
- [65] *Devasia, S.; Chen, D.; Paden, B.*: Nonlinear inversion-based outputtracking. IEEE Transactions on Automatic Control (1996) Nr. 41, S. 930–942
- [66] *Chen, D.; Paden, B.*: Stable inversion of nonlinear non-minimum phase systems. International Journal of Control (1996) Nr. 1, S. 81–97
- [67] *Isidori, A.*: Nonlinear control systems. 3. Aufl. Springer-Verlag, London 1995
- [68] *Fliess, M.; Lévine, J.; Martin, P.; Rouchon, P.*: Flatness and defect of non-linear systems: introductory theory and examples. International Journal of Control (1995), S. 1327–1361
- [69] *Hagenmeyer, V.; Nohr, M.*: Flatness-Based Two-Degree-of-Freedom Control of Industrial Semi-Batch Reactors. In: *Meurer, T.; Graichen, K.; Gilles, E. D.* (Hrsg.): Control and Observer Design for Nonlinear Finite and Infinite Dimensional Systems. Lecture Notes in Control and Information Science. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg 2005, S. 315–332
- [70] *Rudolph, J.*: Flachheit: Eine nützliche Eigenschaft auch für Systeme mit Totzeiten. at - Automatisierungstechnik (2005) Nr. 4-5, S. 178–188
- [71] *Dittmar, R.*: Modellbasierte prädiktive Regelung. Eine Einführung für Ingenieure. 1. Aufl. Oldenbourg, München 2004
- [72] *Piazzi, A.; Visioli, A.*: Optimal Inversion-Based Control for the Set-Point Regulation of Nonminimum-Phase Uncertain Scalar Systems. IEEE Transactions on Automatic Control (2001) Nr. 10, S. 1654–1659
- [73] *Piazzi, A.; Visioli, A.*: Optimal noncausal set-point regulation of scalar systems. Automatica (2001) Nr. 1, S. 121–127
- [74] *Utz, T.; Hagenmeyer, V.; Mahn, B.*: Comparative evaluation of nonlinear model predictive and flatness-based two-degree-of-freedom control design in view of industrial application. Journal of Process Control (2007), S. 129–141
- [75] *Rothfuss, R.*: Anwendung der flachheitsbasierten Analyse und Regelung nichtlinearer Mehrgrössensysteme, Dissertation. VDI-Verlag, Stuttgart 1997
- [76] *Hagenmeyer, V.; Zeitz, M.*: Internal dynamics of flat nonlinear SISO systems with respect to a non-flat output. Systems & Control Letters 52 (2004) Nr. 3-4, S. 323–327
- [77] MAPLE 2015. Hrsg.: Maplesoft. <http://www.maplesoft.com/products/maple/>, abgerufen am 07.02.16

- [78]Maxima Manual. <http://maxima.sourceforge.net/docs/manual/maxima.html>, abgerufen am 06.08.15
- [79]Lunze, J.: Regelungstechnik 2. Mehrgrößensysteme und Digitale Regelung. Springer-Verlag, Berlin 1997
- [80]Löwis, J. v.: Flachheitsbasierte Trajektorienfolgeregelung elektromechanischer Systeme, Dissertation. Shaker, Aachen
- [81]Zeit, M.: Feedforward Control Design for Flat and Non-flat MIMO Systems under Input Constraints. Workshop in Honor of Michel Fliess 60th Birthday, 30. März 2006
- [82]Weissbach, T.: Verbesserung des Kraftwerks- und Netzregelverhaltens bezüglich handelsseitiger Fahrplanänderungen, Dissertation, Stuttgart 2009
- [83]Treuer, M.; Weißbach, T.; Smolka, U.: Flachheitsbasierte Führung und Regelung von Kraftwerken. In: 9. GMA/ETG-Fachtagung "Netzregelung und Systemführung", München 2008, S. 75–83
- [84]Treuer, M.; Weissbach, T.; Hagenmeyer, V.: Flatness-Based Feedforward in a Two-Degree-of-Freedom Control of a Pumped Storage Power Plant. IEEE Transactions on Control Systems Technology (2011) Nr. 6, S. 1540–1548
- [85]Arnold, E.; Neupert, J.; Sawodny, O.; Schneider, K.: Modell-prädiktive Trajektoriengenerierung für flachheitsbasierte Folgeregelungen am Beispiel eines Hafenmobilkrans. at - Automatisierungstechnik (2008) Nr. 8
- [86]Treuer, M.; Weißbach, T.; Scheffknecht, G.; Hagenmeyer, V.: Trajectory Planning for Flatness-Based Two-Degree-Of-Freedom Control of a Pumped Storage Power Station. In: Proceedings of the 17th IFAC World Congress. 17th IFAC World Congress, Seoul. Hrsg.: The International Federation of Automatic Control (IFAC) 2008, S. 11080–11085
- [87]Mounier, H.; Rudolph, J.: Flatness-based control of nonlinear delay systems: A chemical reactor example. International Journal of Control (1998) Nr. 5, S. 871–890
- [88]van Nieuwstadt, M.: Trajectory Generation for Nonlinear Control Systems, Dissertation, Pasadena 1997
- [89]Engeln-Müllges, G.; Niederdrenk, K.; Wodicka, R.: Numerik-Algorithmen. Verfahren, Beispiele, Anwendungen. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2011
- [90]Choi, J.-w.; Curry, R.; Elkaim, G.: Path Planning Based on Bézier Curve for Autonomous Ground Vehicles. In: Advances in Electrical and Electronics Engineering - IAENG Special

- Edition of the World Congress on Engineering and Computer Science (WCECS) 2008, San Francisco, California, USA, S. 158–166
- [91] *Chamseddine, A.; Zhang, Y.; Rabbath, C. A.; Join, C.; Theilliol, D.*: Flatness-Based Trajectory Planning/Replanning for a Quadrotor Unmanned Aerial Vehicle. IEEE Trans. Aerosp. Electron. Syst. 48 (2012) Nr. 4, S. 2832–2848
- [92] *Sira Ramírez, Hebertt J; Agrawal, S. K.*: Differentially flat systems. Control engineering. Marcel Dekker, New York 2004
- [93] *Bézier, P.*: Numerical control; mathematics and applications. Wiley series in computing. J. Wiley, London 1972
- [94] *de Faget de Casteljau, P.*: Shape Mathematics and CAD. 2. Aufl. Kogan Page Ltd, London 1986
- [95] *Wong, B. D.*: Bézierkurven gezeichnet und gerechnet. Ein elementarer Zugang und Anwendungen. Themenheft Mathematische Methoden im CAD. Orell Füssli, Zürich 2003
- [96] *Prutzsch, H.; Boehm, W.; Paluszny, M.*: Bézier and B-spline techniques. Mathematics and visualization. Springer-Verlag, Berlin 2002
- [97] *Boyd, S. P.; Vandenberghe, L.*: Convex optimization. Cambridge University Press, Cambridge, UK 2004
- [98] *Papageorgiou, M.*: Optimierung. Statische, dynamische, stochastische Verfahren. 3., neu bearb. und erw. Aufl. Springer-Verlag, Berlin 2006
- [99] Matlab Central. <http://de.mathworks.com/matlabcentral/index.html>, abgerufen am 08. Oktober 2015
- [100] *Lagarias, J. C.; Reeds, J. A.; Wright, M. H.; Wright, P. E.*: Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions. SIAM J. Optim. (1998) Nr. 1, S. 112–147
- [101] *Avramiotis-Falireas, I.; Zolotarev, P.; Ahmadi-Khatir, A.; Zima, M.*: Analysis and comparison of secondary frequency control reserve activation rules: Pro-rata vs. merit order. In: 2014 Power Systems Computation Conference (PSCC), Wrocław, Poland, S. 1–7
- [102] *Roon, S. von; Huck, M.*: Merit Order des Kraftwerksparks. Hrsg.: Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V. 2010.  
[http://www.ffe.de/download/wissen/20100607\\_Merit\\_Order.pdf](http://www.ffe.de/download/wissen/20100607_Merit_Order.pdf)
- [103] *Knierim-Dietz, N.; Hanel, L.; Lehner, J.*: Bestimmung und Nachweis der Regelkreisgüte für verschiedene Typen von Kraftwerksanlagen, Projektabschlussbericht, Essen 2012



- 
- [104] Lyche, T.; Morken, K.: Spline Methods. Draft, Oslo.  
<http://www.uio.no/studier/emner/matnat/ifi/INF-MAT5340/v10/undervisningsmateriale/book.pdf>, abgerufen am 07.02.16