

**Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens
und der Systemdienstleistungsbereitstellung thermischer
Kraftwerke mittels dynamischer Simulation**

Moritz Hübel

Rostock 2016



Universität
Rostock



Traditio et Innovatio

**Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens
und der Systemdienstleistungsbereitstellung thermischer
Kraftwerke mittels dynamischer Simulation**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Moritz Hübel

Rostock 2016

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon Hassel
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Harald Weber
Institut für Elektrische Energietechnik, Universität Rostock

Datum der Einreichung: 24. März 2016

Termin des wissenschaftlichen Kolloquiums: 13. Dezember 2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Forschungstätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock bzw. dem Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock. Inhaltlich sind hierbei Untersuchungen gebündelt, die zum Großteil durch Forschungsprojekte der Vattenfall Research and Development bzw. Vattenfall Mining and Generation AG beauftragt und in enger Kooperation mit den genannten Forschungsinstituten durchgeführt wurden. Mein besonderer Dank gilt daher den entsprechenden Abteilungen der Vattenfall Europe GmbH für die Förderung der Forschungsprojekte und speziell deren Mitarbeitern Dr. Sebastian Meinke und Dr. Jonas Funkquist für die aktive Zusammenarbeit bei der Entwicklung von Modellen, Methoden und dem Verfassen von Berichten, auf deren Grundlage diese Arbeit aufbaut.

Auch beim Lehrstuhl für Technische Thermodynamik in Person von Prof. Egon Hassel und Dr. Jürgen Nocke möchte ich mich für die erstklassige Betreuung, die zahlreichen wertvollen Diskussionen sowie das in mich gesetzte Vertrauen ebenso herzlich bedanken, wie bei Prof. Bert Buchholz von der FVTR GmbH. Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Harald Weber vom Institut für Elektrische Energieversorgung der Universität Rostock für die Übernahme des Koreferats bedanken.

Darüber hinaus gebührt mein Dank all meinen Kollegen und Freunden aus meinem Forschungsumfeld, welche mich nicht nur fachlich, sondern ebenfalls in meiner Motivation durch zahlreiche gemeinsame Aktivitäten auch außerhalb der Universität enorm gestärkt haben.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Freundin und Mutter meiner Kinder Dominique für die Unterstützung meiner Arbeiten herzlichst bedanken.

Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens und der Systemdienstleistungsbereitstellung mittels dynamischer Kraftwerkssimulation

Kurzfassung

Aufgrund der geänderten Bedingungen auf dem Energiemarkt kommt es für Bestandskraftwerke, wie das untersuchte Braunkohlekraftwerk, zu Anforderungen, welche bei der Planung und Errichtung solcher Anlagen in den 1970er und 1980er Jahren nicht im Fokus standen. Um die Wettbewerbsfähigkeit der Anlage auch im derzeitigen und zukünftigen Marktumfeld zu gewährleisten, sind umfangreiche Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der Flexibilitäts- und Wirkungsgradsteigerungen über einen größtmöglichen Lastbereich anzustreben. Als geeignetes Werkzeug für derartige Optimierungen hat sich die detaillierte, physikalisch basierte, dynamische Modellierung des Gesamtprozesses erwiesen. Hierzu wurde der Kraftwerksblock mit all seinen für den dynamischen Betrieb relevanten Komponenten, sowie der Kraftwerksleittechnik in der Programmiersprache „Modelica“ in der Simulationsumgebung „Dymola“ nachgebildet. Im Anschluss an die Modellerstellung fand eine umfassende Validierung für verschiedenste Szenarien mittels Messdaten statt, wobei der Nachweis zur Reproduzierbarkeit des stationären und dynamischen Prozessverhaltens mit der gewünschten Genauigkeit erbracht wurde.

Neben dem Modell zur Nachbildung des Kraftwerksbetriebes wurden zahlreiche Methoden und Werkzeuge zur Bewertung und Optimierung der Fahrweise entwickelt. So wurden verschiedene Ansätze aus der Regelungstechnik zur Auslegung von Vorsteuerungen und Regelkreisen genutzt. Darüber hinaus wurden nachgeschaltete Auswertungen zur strukturmechanischen Bewertung von Bauteilbeanspruchungen im dynamischen Betrieb durch Wechserschöpfung anhand gängiger Richtlinien (DIN EN 12952, TRD 301) dargestellt. Weiterhin wurden Strategien zur exergetischen Bewertung dynamischer Prozesse entwickelt und im Simulationsmodell implementiert.

Mit Hilfe des dynamischen Modells und den entwickelten Auswertewerkzeugen wurde zunächst der Ist-Stand analysiert. Hierbei wurden sowohl der Fahrplanbetrieb zwischen Mindest- und Volllast für den Duo- und Monobetrieb, aber insbesondere auch die Bereitstellung von Systemdienstleistungen wie Primär- und Sekundärregelreserven untersucht. Anschließend wurden dem Ist-Stand verschiedenste Optimierungsmaßnahmen gegenübergestellt und bewertet. So wurden für den Fahrplanbetrieb eine Absenkung der Mindestlast, aber auch eine Erhöhung der Lastgradienten sowie ein Wechsel vom Festdruckbetrieb auf den wirkungsgradgünstigeren modifizierten Gleitdruckbetrieb dargestellt. Neben derart signifikanten Eingriffen in die Fahrweise des Blockes wurden für die identifizierten Schwachstellen auch möglichst einfach umsetzbare Konzepte zur Verbesserung des dynamischen Betriebes entwickelt.

Zur Erweiterung der bereitstellbaren Systemdienstleistungen wurden mit Hilfe des Modells prozessinterne Speicherpotentiale zur Erbringung von Sekundenreservemaßnahmen ermittelt und bewertet. Anschließend wurde das bestehende Regelkonzept des Blockes, insbesondere der Teil zur Bereitstellung von Primär- bzw. Sekundärregelung dahingehend modifiziert, dass unter Nutzung der identifizierten Sekundenreservemaßnahmen anhand von Simulationsrechnungen Optimierungspotentiale aufgezeigt werden konnten. Durch die dargestellten Möglichkeiten ließe sich die vermarktbare Primärregelleistung um 50% erhöhen sowie die vermarktbare Sekundärregelleistung um ein Drittel steigern.

Improving Transient Operation and Ancillary Services through Dynamic Power Plant Simulation

Abstract

Due to the changing conditions in the energy market, there are new requirements for existing power plants like the investigated lignite power plant, which were not the focus in the planning process of those kind of power plants in the 1970s and 1980s. In order to ensure the competitiveness of the plant in the current and future market environment, extensive optimization measures regarding the flexibility and increases in efficiency over the widest possible load range are crucial. The detailed physical-based dynamic modeling of the overall process has proven to be a suitable tool for such optimizations.

For this purpose, an entire power plant block with all its relevant components, including the physical process as well as the power unit control has been built using the programming language „Modelica“ and the simulation environment „Dymola“. Subsequently, the model has been extensively validated for different scenarios using power plant operation data in order to ensure reproducibility of dynamic operation with the desired accuracy.

In addition to the power plant model, numerous methods and tools for evaluating and optimizing the operation have been developed. Different approaches from control theory have been used for the design of feedback and feed-forward controls. Moreover post-processing scripts for structural mechanical evaluation of component stresses in dynamic operation through low cycle fatigue using common guidelines (DIN EN 12952, TRD 301) have been used. Furthermore strategies for exergetic evaluation of dynamic processes have been developed and implemented in the model.

Using the dynamic model and the evaluation tools developed, the current status has been analyzed. Therefore both, the operating schedule between minimum and full load for the duo- and mono-mode, but in particular providing ancillary services such as primary and secondary control reserves were examined. In a second step, the current setup has been compared to various optimization measures using the described evaluation tools. For the schedule operation, a lowered minimum load, an increased load gradient as well as a change from the fixed-pressure to a more efficient modified sliding pressure operation have been conducted. In addition to such significant process interventions, a couple of simple to implement changes in the control system in order to improve the dynamic operation have been investigated.

Furthermore internal energy storages have been identified and assessed for the provision of active-power-seconds reserves in order to expand the deployable ancillary services. Subsequently, the existing control concept of the block, especially the part of primary and secondary control have been modified to utilize the identified active-power-seconds reserves for increasing the marketable primary control reserves by 50% and marketable secondary control power by one third.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A	Anzapfung
AF	Abscheideflasche bzw. Separator
CFD	Computational Fluid Dynamics
CCS	Carbon Capture and Storage
DIN	Deutsches Institut für Normung
DENA	Deutsche Energie Agentur
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
ECO	Economizer
EEG	Erneuerbare Energien Gesetz
EK	Einspritzkühler im Hochdruckstrang
EN	Europäische Norm
ENTSO-E	European Network of Transmission System Operators for Electricity
EOH	Equivalent Operating Hour
FD	Frischdampf
FFT	Fast Fourier Transform (schnelle Fourier Transformation)
FVTR	Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock
GNI	Gesteuert nachlaufender Integrator
GuD	Gas und Dampfturbinen(kraftwerk)
HD	Hochdruck
HDS	Hochdruck-Schottenüberhitzer
HDU	Hochdruckumleitstation
HDV	Hochdruckvorwärmer
HZÜ	Heiße Zwischenüberhitzung
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
IF97	Industrie-Formulierung 1997
KZÜ	Kalte Zwischenüberhitzung
LÄG	Last-Änderungsgradient
LuVo	Luftvorwärmer
MD	Mitteldruck
NASA	National Aeronautics and Space Administration
ND	Niederdruck
NDU	Niederdruckumleitstation
NDV	Niederdruckvorwärmer

Abkürzung	Bedeutung
NOX	Stickoxide
PI	Proportional Integral
PID	Proportional Integral Differential
S	Sammler
SSV	Schnellschlussventil
SRM	Sofort-Reservemaßnahme
SW	Sollwert
TRD	Technische Regeln für Dampfkessel
ÜH	Überhitzer
V	Verteiler
VD	Verdampfer
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VEB	Volkseigener Betrieb
VGB	VGB Powertech e.V.
WL	Wärmeleistung
ZK	Zwischenkühler
ZÜ	Zwischenüberhitzer

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
a	–	Parametrierbare Koeffizienten
A_V	–	Sichtfaktor bzw. Absorptionskoeffizient Rauchgas
b	–	Parametrierbare Koeffizienten
c	m/s	Geschwindigkeit
c_p, c	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
E_A	J	äußere Energie
e	J/kg	spezifische Exergie
E	J	Exergie
$e(t)$	–	Regelfehler
f	Hz	Frequenz
f	%	relativer Fehler
\underline{F}	–	Funktionsmatrix zur Systembeschreibung
$F(s)$	–	Laplace-Transformierte von $f(t)$
$f(t)$	–	Zeitabhängige Funktion
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
$g(t)$	–	algebraische Funktion
$G(s)$	–	Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich
$G_R(s)$	–	Übertragungsfunktion Regler im Laplace-Bereich
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h	s	Zeitschrittweite
H_o	J/kg	oberer Heizwert bzw. Brennwert
H_u	J/kg	unterer Heizwert
i	–	Zählvariable
I	kgm ²	Trägheitsmoment
j	–	imaginäre Einheit
\underline{k}	–	Zwischenschrittkoeffizienten des Runge-Kutta-Verfahrens
K_T	–	Stodola-Koeffizient
L	m	Länge
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N	–	Anzahl
n	–	Zählvariable
\dot{n}	mol/s	Molstrom
M	–	Anzahl

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
Nu	–	Nußelt-Zahl
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
P_N	W	Nennleistung
Q	J	Wärmemenge
q	J/kg	spezifische Wärmemenge
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
R	J/kgK	spezifische Gaskonstante
r	m	Radius
R_W	K/W	Wärmeleitwiderstand
s	J/kgK	spezifische Entropie
S	–	Verbrennungsmatrix
s	–	Laplace-Faktor
s	–	Stufenzahl beim Runge-Kutta-Verfahren
S	J/K	Entropie
t	s	Zeit
t_n	s	Zeitpunkt
T	K	Temperatur
T	s	Periodendauer
T_i	s	Zeitkonstante
T_t	s	Totzeit
U	J	innere Energie
u	–	Eingangsgröße
$U(s)$	–	Eingangsgröße im Laplace-Bereich
V	m^3	Volumen
V_K	–	Reglerverstärkung
W	J	technische Arbeit
w	J/kg	spezifische Arbeit
X	–	Molanteil
x	kg/kg	Dampfanteil
$x(t)$	–	beliebiges Zeitsignal
\underline{x}		Vektor mit Systemvariablen
\underline{x}_A		Vektor mit algebraischen Systemvariablen
\underline{x}_S	–	Vektor mit Zustandsvariablen
y	%	Ventilöffnung
y	–	Ausgangsgröße
y	m	Füllstandshöhe
$Y(s)$	–	Ausgangsgröße im Laplace-Bereich
y_M	–	beliebige Messgröße
y_S	–	beliebige Simulationsgröße
z	m	Höhe

Griechische Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
α	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
δ		Aufklingkoeffizient der Laplace-Transformation
ϵ		Emissionskoeffizient
η		Wirkungsgrad
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	N/m^2	Spannung
σ	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$	Stefan-Boltzmann-Konstante
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	II
Abstract	III
Abkürzungsverzeichnis	IV
Nomenklatur	VI
1. Einführung	1
1.1. Marktseitige Rahmenbedingungen	1
1.1.1. Energiemarkt	1
1.1.2. Regelleistungsmarkt	3
1.2. Referenzkraftwerk	5
1.3. Rückblick auf bisherige Arbeiten	6
1.4. Zielstellung der Arbeit	7
1.4.1. Untersuchte Szenarien und Fahrweisen im Ist-Stand	8
1.4.2. Vergleich von leit- und verfahrenstechnischen Varianten	9
2. Dynamische Modellierung von Kraftwerksprozessen	10
2.1. Überblick thermodynamische Grundlagen	11
2.1.1. Bilanzgleichungen	12
2.1.2. Zustandsgleichungen und Stoffdaten	13
2.1.3. Wärmeübertragung	14
2.1.4. Verbrennung	17
2.1.5. Beschreibung des Kreisprozesses	19
2.2. Vergleich stationäre und dynamische Modellierung	20
2.3. Stand der Forschung	21
2.4. Modellierungs- und Simulationsumgebung	22
2.4.1. Modellierungssprache	22
2.4.2. Bauteilbibliotheken	23
2.4.3. Simulationsumgebung und Gleichungslöser	23
3. Nachgeschaltete Auswertungen	26
3.1. Simulationsergebnisse	26
3.1.1. Zeitverläufe	26
3.1.2. Frequenzspektrum	27
3.2. Regleroptimierung	27
3.2.1. Systemidentifikation anhand des dynamischen Modells	27
3.2.2. Parameteridentifikation der Regelkreise	30
3.3. Ermittlung der Wechselerschöpfung und Kriechermüdung	33

3.4.	Energetische und exergetische Bewertung des Prozesses	33
3.4.1.	Energetische Prozessbewertung	34
3.4.2.	Exergetische Prozessbewertung	35
4.	Modell des Kraftwerkes	38
4.1.	Prozessmodell	38
4.2.	Abbildung der Leittechnik	40
4.2.1.	Struktur des Blockleitsystems	40
4.2.2.	Konzept der modellgestützten Blockregelung	41
4.2.3.	Unterlagerte Regelkreise	42
5.	Validierung	43
5.1.	Stationäre Validierung „Duo-Lastbereich“	43
5.2.	Stationäre Validierung „Mono-Lastbereich“	46
5.3.	Dynamische Validierung	48
5.4.	Dynamische Validierung im Frequenzbereich	53
5.5.	Fazit	55
6.	Bewertung von Fahrweisen und Betriebsarten	56
6.1.	Vergleich Festdruck und modifizierter Gleitdruck	56
6.1.1.	Stationäre Bewertung	56
6.1.2.	Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen	57
6.1.3.	Regelgüte	64
6.1.4.	Bauteilbeanspruchung	65
6.2.	Betrieb bei erhöhten Lastgradienten	68
6.2.1.	Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen	68
6.2.2.	Lastfolgeverhalten	74
6.2.3.	Regelgüte	76
6.2.4.	Bauteilbeanspruchung	77
6.3.	Fazit	79
6.4.	Leittechnische Optimierungen	79
6.4.1.	Vorsteuerung des Teillastwirkungsgrades	79
6.4.2.	Optimierte Sollwertführung der Dampftemperaturregelung	81
6.4.3.	Lastabhängiger Leistungsprädiktor	84
6.5.	Monobetrieb	87
6.5.1.	Stationäre Bewertung	87
6.5.2.	Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen	88
6.5.3.	Fazit	90
7.	Bereitstellung von Systemdienstleistungen	91
7.1.	Dynamik Dampferzeuger	92
7.2.	Potentialanalyse Sekundenreservemaßnahmen	92
7.2.1.	Frischdampfandrosselung	93

7.2.2.	Kondensatstau bzw. -steigerung	95
7.2.3.	HD-Vorwärmer-Androsselung	97
7.2.4.	ZÜ-Einspritzkühler-Öffnung	99
7.2.5.	Kühlwasserstau	100
7.2.6.	Zusammenfassung und Bewertung der SRM	101
7.2.7.	Fazit	104
7.3.	Primärregelung	104
7.3.1.	Ist-Stand	105
7.3.2.	Parameteroptimierung	109
7.3.3.	Primärregelung mit HDV-Androsselung	111
7.3.4.	Fazit	112
7.4.	Sekundärregelung	113
7.4.1.	Ist-Stand und Parameteroptimierung	113
7.4.2.	Sekundärregelung mit Kondensatstau	115
7.4.3.	Fazit	117
8.	Zusammenfassung	118
8.1.	Fazit der Arbeit	118
8.2.	Ausblick	119
Anhang		121
Literatur		126
Eigene Veröffentlichungen		128
A.	Modellierung der Teilkomponenten	137
A.1.	Kohlemühlen	137
A.2.	Brennraum	139
A.3.	Heizflächen	140
A.4.	Turbinen	142
A.5.	Gebläse	144
A.6.	Pumpen	145
A.7.	Zwei-Phasen-Behälter	146
B.	Blockleitsystem	151

1. Einführung

1.1. Marktseitige Rahmenbedingungen

In einem sich rasant ändernden Elektrizitätsversorgungssystem erfordert der stetige Ausbau der erneuerbaren Energien Anpassungen auch auf Seiten der konventionellen Kraftwerke. Das Marktumfeld und die Sicherstellung einer stabilen Versorgung mit elektrischer Energie lässt sich in zwei Bereiche unterteilen. Zum Einen muss für die Bereitstellung einer ausreichenden Energiemenge zur Deckung des Bedarfes gesorgt werden. Diese Funktion sollte der Energiemarkt sicherstellen, wo Energie in Form von Megawattstunden (MWh) gehandelt wird. Zum Anderen muss aufgrund der mangelnden Speicherfähigkeit des elektrischen Netzes dafür gesorgt werden, dass stets ein Gleichgewicht zwischen Verbrauch und Bedarf besteht. Diese Funktion sollte durch den Regelleistungsmarkt erfüllt werden, wo verschiedene Regelleistungsprodukte in Megawatt (MW) gehandelt werden. Die Auswirkungen des steigenden Anteils an fluktuierenden erneuerbaren Energien und die daraus resultierenden Anforderungen an die konventionellen Kraftwerke und insbesondere an das untersuchte Braunkohlekraftwerk werden im Folgenden erörtert.

1.1.1. Energiemarkt

Die elektrische Energiemenge zur Deckung des Bedarfes wird zu einem steigenden Anteil aus erneuerbaren Energien gedeckt. Gemäß [1] haben hierbei entsprechende Anlagen im Normalfall Einspeisevorrang vor konventionellen Erzeugungseinheiten. Für die Deckung der Differenz zwischen erneuerbaren Energien und dem Verbrauch - der sogenannten Residuallast - wird eine Energiemenge benötigt, die durch konventionelle Erzeugungseinheiten bereitgestellt wird. Die Wahl, welche Einheiten hierbei zum Einsatz kommen, erfolgt neben technischen Restriktionen anhand der spezifischen Grenzkosten¹ zur Bereitstellung der Energiemenge durch das jeweilige Kraftwerk. Hierzu werden die zu vermarktenden Erzeugungskapazitäten anhand ihrer spezifischen Kosten angeordnet (Merit-Order), sodass entsprechend der aktuellen Residuallast zuerst die günstigsten Kraftwerke zum Einsatz kommen.

Zur Ableitung der notwendigen Optimierungsmaßnahmen für das untersuchte Braunkohlekraftwerk sind Prognosen über die Gestalt des zukünftigen Energiemarktes in Deutschland notwendig. Auf der einen Seite gehen Prognosen zum jährlichen Bruttostromverbrauch von einem nahezu konstanten Verbrauch, bzw. einem leichten Rückgang bis zum Jahre 2025 aus [3, 4, 5], auf der anderen Seite soll der Anteil erneuerbarer Energien am Bruttostromverbrauch gemäß dem Koalitionsvertrag vom Dezember 2013 bis 2025 auf 40-45 % gesteigert werden. Unter der Berücksichtigung entsprechender Annahmen für die Entwicklung der installierten Kapazitäten an erneuerbaren Energien, deren Einspeiseverhalten und der Nutzung von Szenarien für die Preisentwicklung von Stromgestehungskosten unterschiedlicher Erzeugungseinheiten sowie der Entwicklung des Strombedarfes lassen

¹Grenzkosten: variabler Kostenanteil der Energiebereitstellung, im Wesentlichen abhängig von den Brennstoffkosten [2]

sich Prognosemodelle zur Vorhersage der zukünftigen Bereitstellung der elektrischen Energie entwickeln. In Tab. 1.1 sind Ergebnisse für die Entwicklung verschiedener Energieträger entsprechend [3] dargestellt.

Tab. 1.1.: *Energieprognosen entsprechend [3] in TWh*

Bruttostromerzeugung	2011	2020	2025	2030	2040	2050
Steinkohle	112	106	101	109	57	52
Braunkohle	150	156	143	140	104	31
Gas	83	47	61	64	97	106
Kernenergie	108	63	0	0	0	0
Windkraft	49	100	124	143	150	209
Photovoltaik	20	56	61	67	72	73
Biomasse	33	52	53	52	50	48
Sonstige	54	38	39	37	35	42
Gesamtsumme	609	618	582	612	565	561
Exportsaldo	6	41	18	53	19	7
Bruttostromverbrauch	603	577	564	559	546	554
Anteil Wind und Photovoltaik am Bruttostromverbrauch	11%	27%	33%	38%	41%	51%

Für Braunkohlekraftwerke im Allgemeinen ist gemäß dieser Studie trotz des starken Ausbaues der erneuerbaren Energien zumindest mittelfristig nur mit einem moderaten Rückgang der elektrischen Energiebereitstellung zu rechnen. Grund hierfür stellt der parallel forcierte Kernenergieausstieg dar. Zu ähnlichen Ergebnissen kommt auch eine in Kooperation mit Vattenfall durchgeführte Studie [5], in welcher im Gegensatz zu den Untersuchungen entsprechend [3] das Energiesystem in Deutschland blockscharf aufgelöst wurde. Diese Auflösung ermöglicht es neben dem allgemeinen Trend der jeweiligen Erzeugungsklasse auch konkrete Prognosen zur zukünftigen Fahrweise einzelner Blöcke darzustellen. Entsprechend diesem Modell wurde der Fahrplan für einen Block des Kraftwerks berechnet und daraus resultierende Kenngrößen in Abb. 1.1 dargestellt.

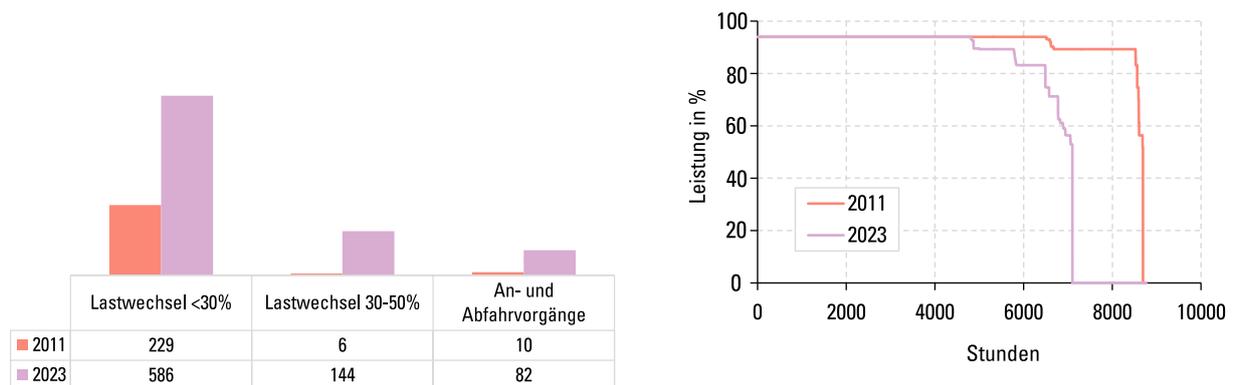


Abb. 1.1.: *Berechnete Lastwechsel (links) und Jahreslastganglinie (rechts) für einen Block des untersuchten Kraftwerks nach [5]. Erkennbar ist eine deutliche Steigerung von Laständerungen bei einem moderaten Rückgang der erzeugten Energiemenge*

Aus den Prognosedaten lässt sich zum einen eine erhebliche Steigerung dynamischer Betriebsweisen, wie z.B. Lastwechsel und An- und Abfahrvorgänge erkennen, jedoch liegt die Absolutzahl der zukünftigen Laständerungen immer noch deutlich unterhalb derer von Steinkohle oder GuD-Kraftwerken [5]. Auch in Bezug auf die Energiebereitstellung ist mittelfristig nur mit einem mode-

raten Rückgang der Erzeugung zu rechnen. Für das untersuchte Kraftwerk wird in dem Modell eine Abnahme der Volllaststunden um knapp 20 % bis 2023 erwartet. Als Folge für das Kraftwerk kann daraus ein Bedarf an Flexibilisierungsmaßnahmen in Bezug auf Laständerungsgeschwindigkeiten und Anfahrzeiten abgeleitet werden. Zudem sollten aufgrund der auch zukünftig hohen Anzahl an Betriebsstunden Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades entwickelt werden. Potential ist hierbei insbesondere für den Teillastbetrieb zu erwarten, da diese Betriebsart in der Vergangenheit von untergeordneter Bedeutung war.

1.1.2. Regelleistungsmarkt

Neben der Erzeugung von elektrischer Energie liegt eine Hauptfunktion fossil gefeuerter Großkraftwerke in der Bereitstellung von Netzdienstleistungen zur Sicherstellung eines stabilen Energieversorgungssystems. Entsprechend [6] kann die Stabilität des Systems in drei Bereiche unterteilt werden: Spannungsstabilität, Synchronität der Generatoren und Frequenzstabilität. Auf dem deutschen Regelleistungsmarkt [7] können durch präqualifizierte Kraftwerke bereitgestellte Leistungsreserven als Regelleistung zur Einhaltung der Frequenzstabilität vermarktet werden. Anforderungen zur Bereitstellung solcher Systemdienstleistungen werden durch das europäische Netzwerk der Übertragungsnetzbetreiber für Elektrizität (European Network of Transmission System Operators for Electricity, ENTSO-E) vorgegeben [8].

Zur Einordnung der Systemdienstleistungen ist eine Übersicht in Abb. 1.2 dargestellt. Die in den durchgeführten Untersuchungen betrachteten Systemdienstleistungen lassen sich auf dem Regelleistungsmarkt als Produkt platzieren und können dementsprechend monetär bewertet werden. Eine Ausnahme hiervon stellt die Bereitstellung von Leistung aus der kurzfristigen Änderung der Drehzahl der synchron mit der Netzfrequenz laufenden Maschinen dar. Diese hat zwar einen erheblichen Einfluss auf die Netzstabilität, ist aber derzeit nicht als Produkt vermarktbare, sondern wird automatisch beim Betrieb solcher Anlagen bereitgestellt.

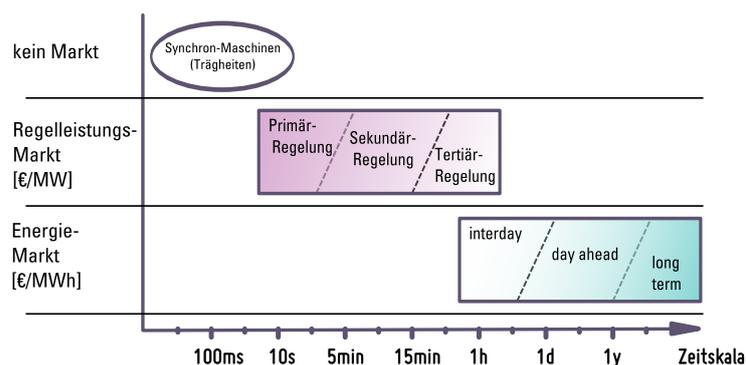


Abb. 1.2.: Überblick über die zeitliche Struktur der Mechanismen zur Gewährleistung einer stabilen Elektrizitätsversorgung

Eine Liste der Regelleistungserzeugnisse, welche auf dem Regelleistungsmarkt gehandelt werden und die entsprechenden Preise für die verschiedenen Produkte ist in Tab. 1.2 dargestellt.

Für das untersuchte Kraftwerk sind alle aufgeführten Regelleistungserzeugnisse relevant und werden entsprechend vermarktet. Im Bereich der Primärregelleistung stellen die in Betrieb befindlichen Anlagen des untersuchten Kraftwerkstyps einen erheblichen Anteil am Gesamtvolumen. Im Gegensatz zu Prognosen zur Entwicklung des Energiemarktes existieren derzeit nur wenige abgeschlossene Stu-

Tab. 1.2.: *Gehandelte Regelleistungsprodukte [7] in 2013*

Produktbezeichnung	Handelsvolumen	Aktivierungszeit	ØLeistungspreis
	Deutschland (MW)	(min)	(€ /MW/h) [9]
Primärregelleistung	578	0,5	18
Sekundärregelleistung (pos.)	2054	5	11
Sekundärregelleistung (neg.)	2021	5	10
Minutenreserve (pos.)	2522	15	5
Minutenreserve (neg.)	2123	15	1

dien, die sich mit der Entwicklung des Regelleistungsmarktes beschäftigen (z.B. [10]). Grundsätzliche Einflussgrößen auf die benötigte Menge an Regelleistung sind beispielsweise in [11] analysiert worden. Neben allgemeinen Faktoren, wie z.B. starker Abweichung der Außentemperaturen vom Durchschnitt, ist hierbei insbesondere eine steigende Einspeisung aus erneuerbaren Energiequellen als Erhöhungsfaktor für den Regelleistungsbedarf identifiziert worden. Der gesteigerte Bedarf begründet sich durch zwei Punkte. Zum Einen steigt mit erhöhter Einspeisung fluktuierender Erzeuger der absolute Prognosefehler der Leistung an, siehe [11]. Weiterhin wurde in verschiedenen Studien zur Frequenzstabilität elektrischer Netze, z.B. [12, 13, 14, 15], nachgewiesen, dass diese Stabilität unter dem Einfluss von nicht-synchron geschalteten Erzeugungseinheiten wie Windkraft- und Photovoltaikanlagen abnimmt, was wiederum durch eine höhere Primärregelreserve kompensiert werden kann. Folglich gehen entsprechende Prognosen von einem erheblich steigenden Bedarf an Regelleistung aus [16, 10].

Dem steigenden Bedarf an Regelleistung stehen mögliche neue Quellen zur Verfügung. So wird häufig die Bereitstellung von Regelleistung durch erneuerbare Energien selbst diskutiert. Zwar wurde beispielsweise die grundsätzliche Möglichkeit zur Bereitstellung von Regelleistung durch Windkraftanlagen nachgewiesen, siehe z.B. [17, 18], jedoch sind hierzu erhebliche Einbußen der Produktion durch die erforderliche Androsselung verbunden [19]. So kommt eine umfangreiche Studie zu diesem Thema [20] zu dem Schluss, „*dass ein einzelner Windpark so gut wie keine Regelleistung bei einer Vortagsauktion anbieten kann*“. Derzeit wird in Deutschland die Primär- und Sekundärregelleistung sogar nur wöchentlich gehandelt [7].

Eine weitere Möglichkeit zur Bereitstellung von schneller Regelleistung besteht in der Nutzung von Batteriespeichern. Als Beispiel für die Realisierung eines derartigen Batteriespeichers kann der derzeit in Schwerin errichtete Speicher der WEMAG AG als Stand der Technik herangezogen werden. Hierbei wird eine Maximalleistung von 5 MW, eine angestrebte Lebensdauer der Batterien von 20 Jahren und ein Investitionsvolumen von ca. 6,5 Mio. € [21] angegeben. Damit lassen sich zur Abschreibung der Investitionskosten im Idealfall, d.h. bei Vorhaltung von der Maximalleistung über die gesamte angestrebte Nutzungsdauer, spezifische Leistungskosten von etwa 7,5 €/MW/h ableiten, hinzu kommen Nebenkosten für den Betrieb, die Vermarktung, Zinskosten und Kosten für die Besicherung der Regelleistung. Welche Leistung mit einem derartigen Speicher tatsächlich angeboten werden kann ist u.a. von der spezifischen Regelleistungsanforderung abhängig sowie von der Kapazität der Batteriespeicher. Zudem muss abgewartet werden, ob die angestrebte Lebensdauer der Batterien im kontinuierlichen Regelleistungsbetrieb tatsächlich ohne signifikanten Rückgang der Leistungsparameter erreicht werden kann.

Als Konsequenz ergibt sich ein wirtschaftliches Interesse für die Betreiber von Kraftwerken sowie ein volkswirtschaftliches Interesse, erhöhte Mengen an Regelleistung in bestehenden Kraftwerken bereitzustellen als auch eine technische Notwendigkeit zur Aufrechterhaltung eines stabilen Energieversorgungssystems.

1.2. Referenzkraftwerk

Gegenstand der Untersuchungen stellt ein exemplarischer Block eines spezifischen Braunkohlekraftwerkes dar. Insgesamt befinden sich in Deutschland derzeit noch 8 Blöcke des hier untersuchten Typs in Betrieb. Die Blöcke wurden in den 1970er und 1980er Jahren in Betrieb genommen und sind weitestgehend baugleich. Die Betriebsdaten eines solchen Blockes sind in Tab. 1.3 dargestellt.

Tab. 1.3.: *Betriebsdaten des untersuchten Kraftwerks [22]*

Blockdaten	Nettowirkungsgrad max. Nutzungsgrad	ca. 36 % ca. 40 %
Kesselanlage	Hersteller	VEB Kombinat Dampferzeugerbau Berlin
	Bauart	Zwangdurchlaufkessel mit Volllastumwälzung Duo-Block in Zweizugbauweise einfache Zwischenüberhitzung
	FD-Druck/ -Temperatur ZÜ-Druck/ -Temperatur Feuerung	162 bar/535°C 38 bar/540°C Tangentialfeuerung, 2 Ebenen Kohlenstaub/Öl
	Kohlemühlen	6 Schlagradmühlen NV 80, Braunkohle
Dampfturbosatz	Hersteller	LMZ
	Anzahl Gehäuse	1 HD, 1 MD, 2 ND
	Betriebsart	Festdruck

Die Blöcke des untersuchten Kraftwerkstyps werden in der Regel in der Grundlast betrieben und erreichen Volllaststundenzahlen von etwa 7500 pro Jahr. Zudem kann das Kraftwerk eine synchrone Menge an Primärregelleistung von 4 % der Nennleistung bereitstellen sowie eine Sekundärregelleistung von 6 % und eine Minutenreserve von 18 % bezogen auf die Nennleistung. Jeder Block kann entweder mit beiden Kessel im sogenannten Duo-Betrieb gefahren werden, wobei der Lastbereich sich von ca. 64 % der Nennleistung bis zur Maximalleistung erstreckt, oder im Monobetrieb, wobei nur einer von zwei Kesseln pro Block aktiviert ist. Dabei kann die Mindestlast auf bis zu 36 % abgesenkt werden. Eine vereinfachte Blockkonfiguration mit nur einem Kessel ist in Abb. 1.3 dargestellt. Neben einem zweiten Kessel enthält ein realer Block des Kraftwerks alle kesselbezogenen Komponenten in doppelter Ausführung. So sind jedem Kessel ein eigener Speisewasserbehälter, eigene Speisewasserpumpen sowie eigene Hochdruckvorwärmerstrecken zugeordnet. Beide Kessel speisen eine gemeinsame Turbine und verfügen über einen gemeinsamen Vorwärmerstrang für die ND-Vorwärmung zwischen Kondensator und Speisewasserbehälter.

Den Brennstoff bezieht das Kraftwerk im Wesentlichen aus den nahegelegenen Braunkohletagebauen. Die Heizwerte der verwendeten Kohle schwanken hierbei zwischen etwa 7150 und 9800 kJ/kg bei einem Wassergehalt von ca. 50 %. Die Kohle wird über Zuteilerbänder den jeweiligen Mühlen

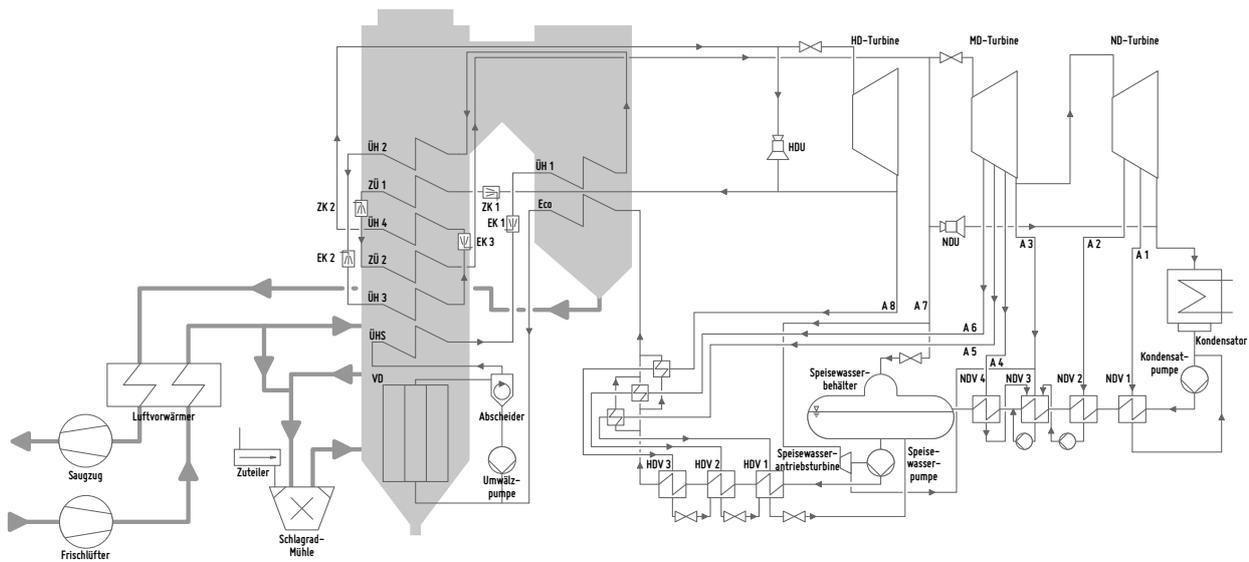


Abb. 1.3.: vereinfachtes Schaltbild eines Blockes: Der Kreisprozess verfügt über eine mehrstufige Vorwärmung von Kondensat und Speisewasser sowie eine einfache Zwischenüberhitzung

zugeführt. Von den sechs Mühlen pro Kessel sind im Normalbetrieb fünf aktiv, in Teillast nur vier. Jeder Kessel erzeugt Frischdampf mit einer Temperatur von 535 °C und einem geregelten Druck von 162 bar. In der Zwischenüberhitzung wird der Dampf auf einem Druckniveau von 40 bar auf eine Temperatur von 540 °C erhitzt. Die Dampfturbine, welche im Duo-Betrieb von zwei synchron laufenden Kesseln gespeist wird, setzt sich aus einem Hochdruckteil, einem zweiflutigen Mitteldruckteil sowie einem vierflutigen Niederdruckteil zusammen. Hierin wird auf einen Kondensatordruck von ca. 0,06 bar entspannt. Anschließend erfolgt eine 4-stufige ND-Vorwärmung in einem gemeinsamen Strang. Jedem der beiden Kessel ist ein Speisewasserbehälter mit einem Volumen von 125 m^3 zugeordnet sowie je eine elektrisch- oder turbinengetriebene Speisewasserpumpe. Weiterhin wird das Speisewasser in einer 3-stufigen HD-Vorwärmung vorgewärmt und dem Economizer des Kessels zugeführt.

1.3. Rückblick auf bisherige Arbeiten

Die Entwicklung des dynamischen Kraftwerksmodells erstreckte sich über mehrere Projektphasen mit einer sich entwickelnden Zielstellung. Lag der Fokus am Anfang der Modellentwicklung auf der Untersuchung von Kohlendioxidabscheidung und Speicherung (CCS), so rückte im Laufe der Modellentwicklung auch die Untersuchung von Niedriglastfahrweisen in den Fokus. Hierbei wuchs auch der Modellumfang stetig, sodass ausgehend von einem Kesselmodell auch der Wasserdampf-kreislauf, Luft- und Rauchgaswege sowie ein realitätsgetreues Abbild der Leittechnik implementiert wurden. Einen Überblick über die bisherigen Projektphasen mit den wesentlichen Zielstellungen und Entwicklungsschritten gibt Tab. 1.4.

Die Projektphasen I und II wurden durch die Vattenfall Research and Development AB durchgeführt. Seit der Projektphase III findet die Entwicklung in Zusammenarbeit von Vattenfall Research and Development AB sowie der Universität Rostock bzw. der FVTR GmbH statt. Mit der Weiterentwicklung des Modells in Bezug auf Detaillierungsgrad und Genauigkeit konnte das Modell für eine steigende Anzahl von Anwendungsfällen eingesetzt werden. Momentan lassen sich sowohl

Tab. 1.4.: *Bisherige Entwicklungsphasen des dynamischen Kraftwerksmodells des Braunkohlekraftwerkes*

Projektphase	Hauptfokus	Modellentwicklung	Bearbeitungszeit	Referenz
I	CCS	Kesselmodell	2011	[23]
II	Mindestlast	Erweitertes Kesselmodell	2012	[24]
III	Mindestlast	Wasserdampfkreislauf	2012	[25]
IV	Mindestlast, Primärregelung	Leittechnik	2013	[26]
V	Betriebsarten, Regelreserven, Anfahrverhalten	Anfahrkomponenten	2014	

normaler Fahrplanbetrieb zwischen heutiger Mindestlast und Vollast, als auch eine weitere Absenkung der Last unter die Mindestlast simulieren. Weiterhin wurden umfangreiche Untersuchungen zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen wie Primär- und Sekundärregelleistung mittels des dynamischen Modells durchgeführt. In diesem Zusammenhang wird insbesondere auf die Studie „Regelleistungsverschleißmodell für primär- und sekundärregelte thermische Kraftwerke“, welche ebenfalls von der Universität Rostock im Rahmen eines entsprechenden VGB-Forschungsprojektes durchgeführt wurde, verwiesen [27].

1.4. Zielstellung der Arbeit

Aus den vorherigen Kapiteln lassen sich grundsätzliche Anforderungen an das untersuchte Braunkohlekraftwerk im künftigen Umfeld ableiten. Die Zielstellung der Arbeit besteht in der Entwicklung von Konzepten zur Anpassung des Kraftwerkes an diese zukünftigen Anforderungen. Der hierzu genutzte Ansatz setzt auf die detaillierte dynamische Simulation des Kraftwerksprozesses unter Einbeziehung realgetreuer Leittechnikstrukturen. Hierzu erfolgt die erstmaligen Abbildung eines großen Braunkohlekraftwerkes in einer einfach erweiterbaren Simulationsumgebung zur Erprobung neuer Anlagenkonfigurationen und Fahrweisen unter den spezifischen Anforderungen dieser Technologie. Darüber hinaus besteht die Herausforderung, durch den bisher nicht vergleichbaren Umfang und die Detailtiefe der implementierten thermodynamischen und leittechnischen Systeme und deren Kopplung eine deartig hohe Modellgüte zu erreichen, dass das Modell nicht nur zum grundsätzlichen Nachweis der Machbarkeit der vorgeschlagenen Optimierungsmaßnahmen dient, sondern auch quantitative Kennwerte und Regelparameter am Modell identifiziert werden können. Die Modellentwicklung stellt den Kern der durchgeführten Arbeiten dar. Die Anforderungen an das entwickelte Modell lassen sich dabei in folgenden Punkten zusammenfassen:

Flexibilität: Zur Erprobung und Untersuchung von Optimierungskonzepten sollte das Modell für verschiedenste Anwendungsfälle eingesetzt werden können. Hierzu zählen beispielsweise die Simulation von Szenarien über den gesamten Einsatzbereich des Kraftwerkes zwischen technischer Mindestlast und Maximallast, die Abbildung von Anfahrvorgängen und die Bereitstellung von Systemdienstleistungen wie Primär- und Sekundärregelleistung. Darüber hinaus besteht das Ziel der einfachen Austauschbarkeit oder Erweiterbarkeit prozess- und leittechnischer Parameter und Strukturen.

Genauigkeit: Die Genauigkeit dynamischer Kraftwerksmodelle zu definieren, stellt an sich eine große Herausforderung dar und ist auch nur in eingeschränktem Umfang möglich. Grundsätzlich lässt sich die Genauigkeit von simulierten physikalischen Größen nur mittels möglichst genauer Kenntnis der wahren Werte abschätzen. Jedoch ist auch dies für dynamische Verläufe nur anhand vereinfachter Vergleichsgrößen möglich. Für den stationären Betrieb ist es möglich, die Genauigkeit über die mittlere Abweichung relevanter Simulationswerte von den entsprechenden Prozessmesswerten zu definieren. Zwar bietet auch diese Methode aufgrund der teilweise unbekanntem Messfehler nur eingeschränkte Aussagekraft, jedoch wurde hieraus ein Zielkriterium für die Genauigkeit des Modells abgeleitet, welches besagt, dass die maximale Abweichung der stationären Simulationswerte von den als aussagekräftig erachteten Messwerten des Kraftwerkes im Mittel nicht mehr als 10 % betragen sollte.

Effizienz: Unter der Effizienz ist in diesem Zusammenhang das Verhältnis von Simulationszeit zur Berechnung relevanter Szenarien und simulierter Zeit zu verstehen. Aus den oben beschriebenen Anforderungen an die verschiedenen Anwendungsfälle ergeben sich für das untersuchte Kraftwerk Zeithorizonte von wenigen Minuten (Bereitstellung von Systemdienstleistungen) bis hin zu einigen Stunden (Fahrplanbetrieb, Anfahrvorgänge). Die maximal tolerierbare Simulationsdauer für ein solches Szenario liegt aufgrund des teilweise iterativen Vorgehens bei der Modellerstellung und Parametrierung bei einigen Stunden. Die Komplexität der gewählten Modellansätze wird daher so abgestimmt, dass dieses Kriterium erfüllt wird.

Die genannten Kriterien stehen hierbei häufig im Widerspruch zueinander, so stellt die Modellentwicklung stets die Suche nach einem optimalen Kompromiss der genannten und weiterer Kriterien dar. Auch die Modellierungszeit selbst kann hierbei als Optimierungskriterium betrachtet werden. Ausgehend von einem dynamischen Gesamtmodell, welches diese Anforderungen erfüllt, wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt. Zum einen wurden Szenarien und Fahrweisen untersucht, die den bisherigen Stand der Technik abbilden. Im nächsten Schritt wurden entsprechende Optimierungsansätze unter Modifikation der leit- und verfahrenstechnischen Schaltungen durchgeführt und mit den bestehenden Varianten verglichen. Hierzu wurden unterschiedlichste Optionen getestet und nach dem erfolgreichen Nachweis der grundsätzlichen Funktionalität in einer anschließenden Parametervariationen soweit optimiert, dass die gestellten Anforderungen erfüllt werden konnten.

1.4.1. Untersuchte Szenarien und Fahrweisen im Ist-Stand

Einen Überblick über die durchgeführten Untersuchungen zum Benchmark der derzeitigen technischen Möglichkeiten der bestehenden Anlage bietet Abb. 1.4. Die verschiedenen Anwendungen lassen sich hierbei in drei Gruppen kategorisieren. Zunächst werden verschiedene Lastanforderungen, welche in der Regel von einer übergeordneten Ebene stammen, untersucht. Hierbei wird zum einen die Variation der Last zwischen aktueller Mindest- und Maximallast untersucht. Anschließend wird eine Absenkung des Sollwertes unter die heutige Mindestlast simuliert, ohne dabei prozess- und leittechnische Anpassungen vorzunehmen. Zusätzlich in diese Gruppe fällt die Untersuchung von Anfahrvorgängen nach bestimmten Stillstandzeiten, welche ebenfalls mittels des entwickelten Modells durchgeführt wurden.

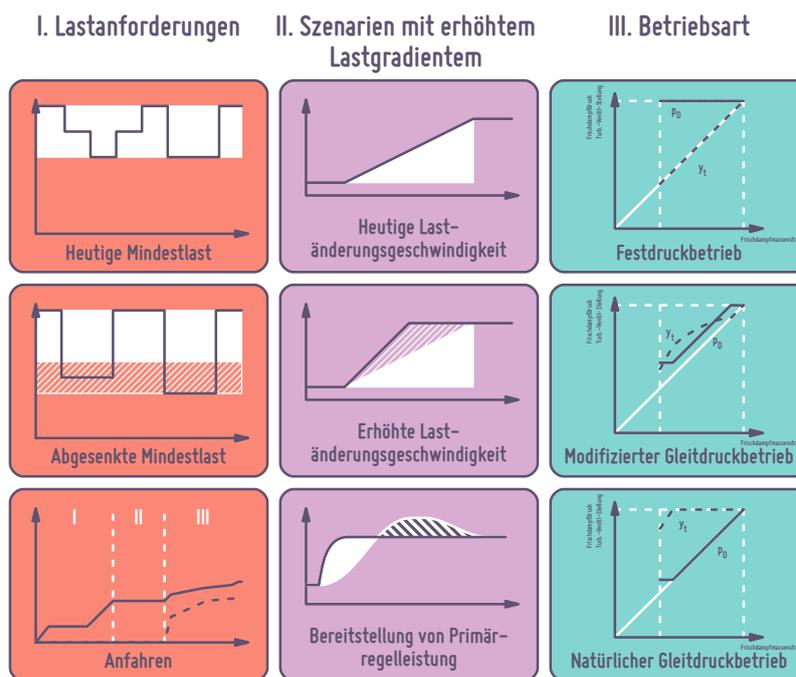


Abb. 1.4.: *Unterschiedliche Szenarien, Fahrweisen und Betriebsarten, die mit Hilfe des dynamischen Modells untersucht wurden*

Den nächsten Schwerpunkt stellen Szenarien der zweiten Kategorie aus Abb. 1.4 dar. Hierbei werden Fahrplanlaständerungen zunächst über den derzeit im Kraftwerk implementierten Lastgradienten gefahren und bewertet. Anschließend wird eine Variation des Lastgradienten bei ansonsten unveränderter Anlagenkonfiguration durchgeführt und Ergebnisse mit den vorigen Untersuchungen verglichen. Ebenfalls wird die Bereitstellung von Primärregelleistung im bisherigen Anlagenkonzept untersucht und bewertet. Eine weitere Zielstellung der Untersuchungen stellt die Variation der Betriebsarten des Kraftwerkes dar. Hierbei wird die derzeitige Festdruckfahrweise dem modifizierten und dem natürlichen Gleitdruckbetrieb gegenübergestellt.

1.4.2. Vergleich von leit- und verfahrenstechnischen Varianten

Nachdem der bisherige Stand der Anlage auf der Grundlage der oben genannten Szenarien umfangreich bewertet wurde, können im nächsten Schritt Optimierungs- und Ertüchtigungsmaßnahmen untersucht werden. Zur Flexibilisierung der Anlage wurden hierzu von verfahrenstechnischer Seite unterschiedlichste Möglichkeiten zur Bereitstellung von Speicherpotentialen innerhalb des Kraftwerksprozesses zusammengetragen und auf ihre Anwendbarkeit im untersuchten Kraftwerk geprüft. Hierzu notwendige Stellarmaturen konnten im Modell einfach nachgerüstet und parametrisiert werden. Beispielsweise konnten hier Ventile zur Androsselung des Kondensatmassenstromes oder der Dampfversorgung der Vorwärmer aber auch des Prozesskühlwassers erprobt werden. Ein weiteres Anwendungsgebiet der dynamischen Untersuchungen stellt die Optimierung der Regelkreise und die Entwicklung neuer Strukturen dar. So wurden leittechnische Strukturen und Parameter im Modell soweit optimiert, dass das Lastfolgeverhalten für die unterschiedlichen Anforderungen deutlich verbessert und die Bauteilbeanspruchung reduziert werden konnte. Weiterhin wurde beispielsweise die bisher nur zur Temperaturregelung verwendeten Einspritzkühlerventile auf ihre Eignung zur Leistungsregelung untersucht.

2. Dynamische Modellierung von Kraftwerksprozessen

In den letzten Jahren haben sich mit steigender Rechenleistung zunehmend Möglichkeiten ergeben, Prozesse mit Hilfe physikalischer Gleichungen zu beschreiben und numerisch zu lösen. Im Bereich der Modellierung von Kraftwerksprozessen existieren aufgrund der vielfältigen physikalischen Prozesse ebenso vielfältige Modellierungsansätze. Das Spektrum reicht dabei von der dreidimensionalen Betrachtung auf Basis hochaufgelöster Rechnetze zur Beschreibung konkreter Problemstellungen an einzelnen Anlagenteilen bis hin zu vereinfachten Darstellungen ganzer Kraftwerksblöcke mittels systemanalytischer Betrachtungen. Der gewählte Ansatz zur Untersuchung der gegebenen Zielstellungen gliedert sich zwischen diesen beiden Modellierungsansätzen ein. Zwar werden hierbei die physikalischen Vorgänge in der Regel auf der Grundlage physikalischer Gleichungen beschrieben, jedoch werden einzelne Prozesse dabei auf Basis nulldimensionaler Zustandspunkte oder eindimensionaler Zustandsverläufe dargestellt. Diese Vereinfachung ermöglicht es, den gesamten Kraftwerksprozess mit Hilfe gekoppelter Einzelmodelle zu beschreiben. Im folgenden Kapitel werden die hierbei verwendeten Modellansätze vorgestellt, für einen umfangreicheren Überblick wird auf [28, 29, 30, 31] verwiesen.

Mithilfe eines validierten dynamischen Modells lassen sich vielfältige Untersuchungen am Kraftwerk durchführen, die sonst gar nicht oder nur mit sehr hohem Aufwand oder Risiko durchzuführen wären. Eine Simulation bietet also gegenüber Versuchen im Kraftwerk vielfältige Vorteile, wie z.B.:

- wiederholbare Versuchsbedingungen ohne äußere Störeinflüsse und stochastische Prozessschwankungen
- einfacher Zugriff auf sämtliche Prozessgrößen, auch auf solche, auf die im realen Betrieb gar nicht, schwierig oder nur ungenau zugegriffen werden kann
- risikofreie und kostengünstige Erprobung neuer Prozesskomponenten, Fahrweisen und Regelstrategien
- umfangreiche Bewertungs- und Vergleichsmöglichkeiten verschiedener Konzepte.

Demgegenüber stehen mögliche Nachteile simulationsgestützter Methoden, die z.B. folgende Punkte beinhalten können:

- je nach gewähltem Ansatz sind nicht alle physikalischen Phänomene beschreibbar
- Ermittlung ungenauer oder falscher Ergebnisse durch zu starke Modellvereinfachungen und mangelnde Validierung.

Es besteht also auch im Modellierungs- und Simulationsprozess stets die Notwendigkeit, Messdaten oder Versuche als Hilfsmittel hinzuzuziehen, um die Richtigkeit der Modellvorhersagen zu gewährleisten.

2.1. Überblick thermodynamische Grundlagen

Das Vorgehen zur Erstellung eines dynamischen Kraftwerksmodells ist in Abb. 2.1 zusammengefasst. Die Methodik gliedert sich hierbei wie dargestellt in drei Hauptpakete:

- I Modellansatz: Im ersten Schritt erfolgt die Wahl der zu integrierenden Teilsysteme zur Beschreibung des Gesamtprozesses sowie die Wahl geeigneter Modellansätze und Korrelationen zur Bestimmung der physikalischen Zusammenhänge. Die verwendeten Modellansätze werden im folgenden Kapitel zusammengefasst.
- II Parametrierung anhand Dokumentation: Im nächsten Schritt werden die Modelle anhand der Modellparameter an ein reales Kraftwerk angepasst. Hierzu zählen die Geometriedaten von Behältern und Wärmeübertragern, aber auch die Materialkennwerte der verbauten Werkstoffe und die Kennfelder von Pumpen und Ventilatoren.
- III Kalibrierung und Validierung durch Messdaten: Aufgrund der eingeschränkten Genauigkeit einiger Modellansätze, aber auch durch nicht genau bestimmbare Parameter ist bei hohen Anforderungen an die Modellgüte noch eine Kalibrierung einzelner Teilmodelle anhand von Messdaten nötig. Dies betrifft beispielsweise den Einfluss von Heizflächenverschmutzungen auf den Wärmeübergang, aber auch Druckverlustkennwerte sowie Zeitkonstanten beim Mahlprozess der Kohlemühlen.

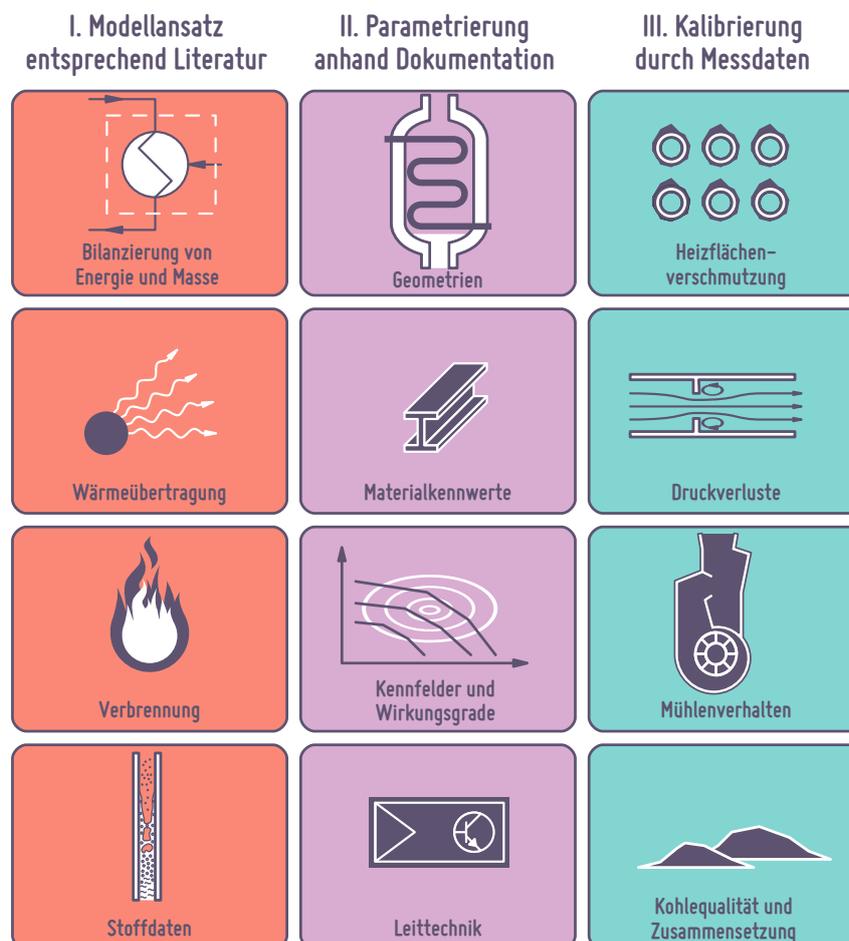


Abb. 2.1.: Zugrunde liegende Fachgebiete und Vorgehen zur Erstellung eines dynamischen Kraftwerksmodells

2.1.1. Bilanzgleichungen

Grundlage der thermodynamischen Berechnungen bilden die Bilanzgleichungen. Hierbei wird die Änderung der Masse in einem System entsprechend der Massenbilanz (Gl. 2.1) durch die Summe der Zu- und Abflüsse bestimmt.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (2.1)$$

Als System können hierbei alle physikalischen Komponenten des Prozesses betrachtet werden. Ist das Volumen einer Komponente sehr klein, bzw. kann deren Speichereffekt vernachlässigt werden, wird die Komponente häufig nur stationär modelliert, d.h. der linke Teil der Gleichung wird zu null. Neben der Massenbilanz ist zur Beschreibung von Kraftwerkskomponenten auch die Lösung der Energiebilanz (Leistungsbilanz) nötig. Diese stellt sich entsprechend [32] für die Änderung des Energieinhaltes eines Systems entsprechend Gl. 2.2 dar.

$$\frac{dE_A}{dt} + \frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^N \left((h_i + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot z_i) \dot{m}_i + \dot{Q}_i + \dot{W}_{t,i} \right) \quad (2.2)$$

Die Änderung des Energieinhaltes setzt sich hierbei aus zwei Komponenten zusammen; der Änderung der inneren Energie $\frac{dU}{dt}$ des Systems, welche für ideale Stoffe, d.h. wenn die spezifische innere Energie des Stoffes nicht mit dem spezifischen Volumen variiert, durch die Temperaturänderung und die spezifischen Wärmekapazität bestimmt wird und der Änderung der äußeren Energien $\frac{dE_A}{dt}$. Die Änderung der äußeren Energien setzt sich zusammen aus der Änderung der potentiellen und der kinetischen Systemenergie. Ein Beispiel für die Berücksichtigung potentieller Energie bei der Bilanzierung stellt die Änderung von Behälterfüllständen dar, wodurch sich der Schwerpunkt des Systems im Verhältnis zur Umgebung ändert. Auch die Änderung der kinetischen Energie kann von entscheidender Bedeutung sein beispielsweise bei der Drehzahländerung rotierender Maschinen wie dem Turbinenläufer. Wie in Kapitel 1.1.2 beschrieben, sorgt das Ein- und Ausspeichern von Energie bei Netzfrequenzänderungen \dot{f} , also bei Drehzahländerungen einer synchronlaufenden Turbine, für eine Stabilisierung des elektrischen Netzes. Die Änderung der Rotationsenergie ergibt sich für diesen Fall über die Gleichung 2.3.

$$\frac{dE_{A, \text{Rot}}}{dt} = I_x \pi \dot{f}^2 \quad (2.3)$$

Hierbei stellt I_x das Trägheitsmoment des Turbinenläufers um die Rotationsachse dar. Neben den Änderungen der potentiellen Systemenergie werden für Fluidmodelle häufig auch die Geschwindigkeits- und Höhendifferenzen aufgrund ihres geringen Anteils an der Totalenthalpie vernachlässigt. Zwar werden sowohl Geschwindigkeiten als auch Höhendifferenzen in vielen Teilmodellen berechnet, jedoch dient dies dann in der Regel der Druckbestimmung. Eine direkte Kopplung mit der Energiebilanz ist daher nicht mehr nötig. Es kann auf die Berechnung der Impulsbilanzen verzichtet werden, was zu einer erheblichen Steigerung der Effizienz des dynamischen Modells führt. Die weiteren Terme in Gl. 2.2, \dot{Q}_i und $\dot{W}_{t,i}$, beschreiben die Energieströme, die in Form von Wärme

bzw. technischer Arbeit die Systemgrenzen überschreiten. Zu den weiteren Bilanzgleichungen, die im Rahmen der Modellierung des Kraftwerksprozesses genutzt werden, zählen die Speziesbilanz, siehe Abschnitt 2.1.4, die Exergiebilanz, siehe Abschnitt 3.4 sowie die Entropiebilanz. Diese werden über die genannten Grundgleichungen indirekt mitgelöst und können bei Bedarf explizit berechnet werden.

2.1.2. Zustandsgleichungen und Stoffdaten

Neben der Bilanzierung von Prozessgrößen spielt auch die Bestimmung von Transport- und Zustandsgrößen für die Modellierung von Kraftwerksprozessen eine wichtige Rolle. Das entwickelte Modell übergibt an den Knotenpunkten der Modelle die Größen Massenstrom, Druck, Enthalpie und Stoffzusammensetzung. Um aus vorhandenen Größen weitere notwendige thermodynamische Größen abzuleiten, welche z.B. zur Bestimmung von Strömungsverlusten, Wärmeübertragung oder Speichervorgängen notwendig sind, müssen funktionale Zusammenhänge zwischen den Größen hergestellt werden. Im Modell werden hierzu verschiedene Ansätze für verschiedene Medien genutzt. Zur Modellierung des Arbeitsmediums Wasser werden die Medieneigenschaften für den flüssigen, festen und den Zweiphasenbereich anhand eines Satzes von Zustandsgleichungen nach der effizienten Industriemodellierung IF 97 der IAPWS 1997 bestimmt [33]. Für den modellierten Kraftwerksprozess wird hierbei der Wertebereich von Temperaturen zwischen 273,15 K und 1073,15 K und Drücken bis 100 MPa genutzt.

Für metallische Werkstoffe werden die Transport- und Zustandsgrößen anhand tabellierter Werte mittels linearer Interpolation bestimmt [34]. Üblicherweise sind hierbei die Stoffwerte über einen Temperaturbereich zwischen 25 °C und 550 °C hinterlegt.

Zur Bestimmung der notwendigen Zustandsgrößen für die Verbrennungsluft sowie das Rauchgas wird ein einheitliches Fluidmodell verwendet. Die Gase werden dabei als ideal betrachtet; die thermische Zustandsgleichung ergibt sich entsprechend Gl. 2.4.

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.4)$$

Für die Gasmischung nutzt das Fluidmodell eine Zustandsgleichung auf Basis der NASA-Polynome [35] und enthält standardmäßig die Komponenten Argon, Stickstoff, Sauerstoff, Kohlendioxid, Wasser und Stickstoffdioxid. Hierbei werden Polynomfunktionen auf Basis von Parametern zur Beschreibung der thermochemischen Stoffwerte genutzt. Die Temperaturabhängigkeit der molaren Wärmekapazitäten $c_{p,M}$ sowie der Enthalpien h_M und Entropien s_M der Mischung wird über die Polynome in Gl. 2.5 - 2.7 ermittelt.

$$\frac{c_{p,M}}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.5)$$

$$\frac{h_M}{RT} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \quad (2.6)$$

$$\frac{s_M}{R} = a_1 \ln(T) + a_2 T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + a_7 \quad (2.7)$$

Die Parameter $a_1 - a_7$ sind für die jeweiligen Gaskomponenten in den Koeffiziententabellen abgelegt. Zusätzlich wird im Modell der Ansatz um die Parameter zur Darstellung einer summarischen Aschekomponente erweitert. Der Gültigkeitsbereich des Ansatzes wird von 200 K bis 6000 K angegeben [34].

2.1.3. Wärmeübertragung

Die Berechnung von Wärmeübergangsvorgängen stellt eine zentrale Herausforderung bei der Simulation des Kraftwerksprozesses dar. Die Wärmeübergangsmechanismen lassen sich entsprechend [36] in die drei Arten Konvektion, Strahlung und Leitung unterteilen. Im Kraftwerksprozess treten alle drei Mechanismen zum Teil in Überlagerung auf.

Wärmeleitung

Der Energietransport zwischen benachbarten Molekülen innerhalb eines Materials aufgrund eines Temperaturgradienten wird als Wärmeleitung bezeichnet. Ein eindimensionaler Wärmestrom kann über das Fourier'sche Wärmeleitungsgesetz bestimmt werden.

$$\dot{q}_L = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.8)$$

Hierbei berechnet sich der spezifische Wärmestrom der Wärmeleitung \dot{q}_L entlang eines Temperaturgefälles $\frac{\partial T}{\partial r}$ über die, im Allgemeinen temperaturabhängige, Wärmeleitfähigkeit des Materials λ . Unterschieden wird bei der Modellierung von Wärmeleitungsprozessen, ob nur der summarische Wärmeleitwiderstand berechnet werden soll, wie es in der Regel bei dünnwandigen Heizrohren der Fall ist, oder ob das konkrete Temperaturfeld in der Wand benötigt wird, wie es bei der Ermittlung thermischer Spannungen in dickwandigen Bauteilen üblich ist. Für dünnwandige Heizrohre, bei welchen das Ziel der Wärmeleitungsrechnung primär in der Ermittlung des Wärmestromes liegt, wird dieser zwischen der Innen- und der Außenfaser (Zustandspunkt 1 bzw. 2) über folgende Gleichung bestimmt.

$$\dot{q}_{L1,2} = \frac{\Delta T_{1,2}}{R_W} \quad (2.9)$$

Wobei R_W den Wärmeleitwiderstand darstellt, welcher sich proportional zur Wanddicke und umgekehrt proportional zur Wärmeleitfähigkeit verhält.

Für die im Kraftwerksprozess häufig als kritische Komponenten identifizierten dickwandigen zylindrischen Sammler lässt sich unter der Berücksichtigung der thermischen Speicherfähigkeit c des Materials und dessen Dichte ρ für den instationären Fall die Gleichung 2.10 ableiten.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\lambda \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r}) = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.10)$$

Zur Bestimmung des Temperaturfeldes und den daraus resultierenden Spannungen ist es nötig, diese Gleichung numerisch zu lösen. Da es sich hierbei jedoch um eine partielle Differentialgleichung handelt und der Lösungsalgorithmus zur Simulation der Modelle nur gewöhnliche Differentialgleichungen lösen kann, sind Modellansätze zur räumlichen Diskretisierung nötig.

Konvektiver Wärmeübergang

Wird Energie mittels eines strömenden Fluids über eine Systemgrenze hinweg transportiert, so wird dieser Vorgang als Konvektion bezeichnet. Diese Bezeichnung wird im weiteren Sinne auch für Wärmeübergänge genutzt, die zwar durch Fluidbewegungen stark beeinflusst werden, jedoch auf mikroskopischer Ebene als Wärmeleitung an einer Kontaktfläche stattfinden. Die Wärmestromdichte durch Konvektion \dot{q}_K wird hierbei über die Newton'sche Wärmeübergangsgleichung (Gl 2.11) bestimmt.

$$\dot{q}_K = \alpha \cdot \Delta T_m \quad (2.11)$$

Hierin stellt ΔT_m die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid dar. Der Wärmeübergangskoeffizient α ist hierbei ein Parameter, welcher sämtliche Einflussgrößen (z.B. Strömungsgeschwindigkeit, Fluideigenschaften, Grenzschichteigenschaften) auf den Wärmeübergang zusammenfasst. Im Rahmen detaillierter Untersuchungen lassen sich derartige Wärmeübergangseffekte unter Berücksichtigung der Erhaltungsgleichungen und der Auflösung der Temperatur- und Strömungsgrenzschicht bestimmen. Ein solcher Ansatz wäre jedoch für die Betrachtung eines Kraftwerksprozesses zu rechenintensiv. Eine effiziente Alternative bietet die Nutzung von Ähnlichkeitstheorien, welche für die Wärmeübertragung durch Wilhelm Nußelt begründet wurde [37]. Für den konvektiven Wärmeübergang von einem Fluid auf eine feste Oberfläche lässt sich aus der Nußelt-Zahl Nu der Wärmeübergangskoeffizient α nach Gl. 2.12 bestimmen.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (2.12)$$

Hierin stellt λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluides dar, L ist eine charakteristische Länge, die entsprechend der Geometrie zu definieren ist. Die Nußelt-Zahl selbst kann unter der Annahme der Charakteristik der Strömung (laminar/turbulent, einphasig/mehrphasig) und der Geometrie anhand bekannter Korrelationen ermittelt werden. Nachfolgend werden die wichtigsten verwendeten Korrelationen für das erstellte Kraftwerksmodell kurz zusammengefasst:

(a) Konstanter Wärmeübergangskoeffizient: im einfachsten Fall wird für einen Wärmeübergang ein konstanter Wert für α vorgegeben. Der Ansatz ist universell einsetzbar und numerisch sehr effizient, jedoch ist die Genauigkeit gering, da keine Abhängigkeiten der aktuellen Stoffdaten, Geometrieparameter und Strömungsgrößen in die Berechnung eingehen. Für die Kraftwerksmodellierung ist die Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten dann sinnvoll, wenn der Einfluss des betrachteten Wärmeübergangseffektes auf den übrigen Prozess in seiner Bedeutung gering ist oder keine genaueren Korrelationen für den spezifischen Anwendungsfall bekannt sind. Als Beispiel im Kraftwerksmodell können hier die Tragrohre oder die Wandheizflächen im Konvektionsbereich des Kessels genannt werden.

Für einige spezifische Anwendungsfälle wurden bereits umfangreiche Untersuchungen zum Verhalten des Wärmeübergangskoeffizienten bzw. der Nußelt-Zahl durchgeführt und entsprechende Korrelationen veröffentlicht, beispielsweise im VDI-Wärmeatlas [38]. Zur Berechnung der Wärmeübertragung im Kraftwerk werden folgende Modellansätze genutzt:

- (b) Wärmeübergangskorrelation für Rohrströmungen:** Für die Berechnung des Wärmeüberganges in einphasigen Rohrströmungen werden verschiedene Nußelt-Korrelationen in Abhängigkeit der Reynoldszahl verwendet. Für die voll ausgebildete turbulente Rohrströmung von Wasser findet beispielsweise der Ansatz von Gnielinski [38], Abschnitt Ga5 Anwendung, bei kleineren Reynoldszahlen wechselt das Modell in einem stetigen Übergang zu einer Korrelation für die laminare Rohrströmung. Der Ansatz wird bei einer Vielzahl von Wärmeübertragern genutzt, jedoch ist seine Genauigkeit gerade bei Rauchgas-Wasser-Wärmeübertragern nur von geringer Bedeutung, da hierbei der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rauchgasseite für die Berechnung des Wärmestromes dominierend ist.
- (c) Wärmeübergangskorrelation für Verdampfung in Rohren:** Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bzw. der Nußelt-Zahl bei der Verdampfung in Rohren wird eine modifizierte Korrelation nach Dittus-Boelter verwendet, die um einen vom Dampfgehalt abhängigen Faktor erweitert wurde [34].
- (d) Wärmeübergang bei Queranströmung von Rohrbündelwärmeübertragern:** Für quer angeströmte Rohrbündelwärmeübertrager werden im Kraftwerksmodell die in [38], Abschnitt Gg dargestellten Modelle verwendet. Hierbei gehen sowohl Stoff- und Strömungskenngrößen, wie z.B. Prandtl-Zahl und Reynolds-Zahl, aber auch geometrische Kennzahlen wie z.B. Längen, Durchmesser, sowie Quer- und Längsteilung der Rohrreihen ein. Beispiele für die Anwendung dieses Modells stellen die Konvektionsheizflächen im Kessel des Kraftwerkes dar, wo der größte Teil des Gesamtwärmestromes übertragen wird. Sie sind daher von entscheidender Bedeutung für die Modellierung des Kraftwerksprozesses. Eine umfangreiche Überprüfung der Modellansätze und eine beispielhafte Validierung anhand von hochaufgelösten CFD-Simulationen für eine einzelne Heizfläche des untersuchten Kraftwerkes ist in [39] dargestellt.
- (e) Wärmeübergangskorrelation für Kondensation über Rohrbündel:** Die Bestimmung der Wärmeübergangseffekte bei der Kondensation einer Dampfphase auf von oben angeströmten Rohrreihen beruht auf dem Modell von Fujii [40]. Auch hierbei wird eine komplexe Interaktion von Geometrie-, Stoff- und Strömungskenngrößen berücksichtigt. Anwendung findet dieser Ansatz im Kraftwerksmodell beispielsweise im Kondensator und in den Speisewasservorwärmern.

Wärmestrahlung

Neben den stoffgebundenen Wärmetransportmechanismen erfolgt ein Wärmestrom auch in Form von elektromagnetischer Strahlung von einem wärmeren Niveau auf ein kälteres Niveau. Im Kraftwerksprozess relevant ist dieser Transportprozess insbesondere im Bereich des Kessels, wo sehr hohe Temperaturunterschiede zwischen der Feuerung selbst und den angrenzenden Heizflächen vorliegen. Hierbei strahlen Partikel und dreiatomige Gase an die Rohrwände [36]. Der Wärmestrom, welcher

sich zwischen dem Rauchgas und der Rohrwand einstellt, lässt sich hierbei über die aus dem Stefan-Boltzmann-Gesetz abgeleitete Formulierung entsprechend Gl. 2.13 bestimmen.

$$\dot{q}_S = \sigma \cdot \frac{\epsilon_W}{1 - (1 - \epsilon_W)(1 - A_V)} (\epsilon_G \cdot T_G^4 - A_V \cdot T_W^4) \quad (2.13)$$

Hierbei gehen als variable Parameter die Temperaturen der Wand und des Gasvolumens, T_W und T_G , sowie der Emissionsgrad des Gases ϵ_G ein. Außerdem ist zur Bestimmung der Strahlungsleistung die Stefan-Boltzmann-Konstante σ , der Emissionsgrad der Rohroberfläche ϵ_W und ein sogenannter Sichtfaktor, also ein Absorptionskoeffizient des Rauchgases A_V , notwendig. Die Bestimmung des Emissionskoeffizienten des Gases stellt hierbei aus modellierungstechnischer Sicht eine Herausforderung dar. Unter Vernachlässigung der Partikelstrahlung lässt sich beispielsweise das Modell nach Leckner [41] anwenden, wobei u.a. Partialdrücke von Kohlendioxid und Wasserdampf sowie die Temperaturen des Gases und der Wand als Parameter eingehen. Auch der Emissionskoeffizient an der Rohroberfläche ist erheblichen Schwankungen unterworfen, wie z.B. [42] zeigt.

2.1.4. Verbrennung

Ziel der Modellierung des Verbrennungsprozesses stellt die Beschreibung der Umwandlung der Verbrennungsedukte zu den Verbrennungsprodukten dar. Hierbei können sowohl die Freisetzung der Reaktionsenthalpie, der Zustand des Rauchgases und dessen Zusammensetzung als auch die Reaktionskinetik von Interesse sein. Im Zuge der hier durchgeführten Analysen zum Gesamtprozess hat sich die Vernachlässigung der Reaktionskinetik bei der Verbrennung in der Kohlestaubfeuerung als hinreichend genaue Vereinfachung erwiesen. Hierbei erfolgt die Umsetzung nach dem Prinzip „gemischt gleich verbrannt“ [43]. Lokale Temperaturen sowie die damit verbundene Bildung von Schadstoffen lassen sich mit diesem Ansatz zwar nicht bzw. nur ungenau beschreiben, jedoch hat sich das Verfahren dennoch als sinnvoll erwiesen. Die Bestimmung der Reaktionsenthalpie bzw. der Austrittstemperatur des Rauchgases lässt sich entsprechend [44] mit Hilfe der Energiebilanz für ein Volumenelement bestimmen. Die adiabate Verbrennungstemperatur des Rauchgases lässt sich aus Gl. 2.14 bestimmen.

$$0 = h_L \cdot \dot{m}_L + h_{RG} \cdot \dot{m}_{RG} + \dot{m}_{BS} \cdot H_U + \dot{m}_{BS} \cdot c_{p,BS} \cdot (T_{BS,ein} - T_{RG}) \quad (2.14)$$

Die Nutzung dieser adiabaten Verbrennungstemperatur legt ebenfalls Annahmen und Vereinfachungen zu Grunde. Da die Verbrennung im Kessel des Kraftwerks über einen großen Volumenbereich erfolgt, findet praktisch auch immer eine Wärmeabfuhr an die gekühlten Kesselwände statt. Die sich real einstellende Maximaltemperatur liegt somit stets unter der adiabaten Verbrennungstemperatur. Im Modell ist dieser Effekt durch die Anpassung der Wärmeübergangsbedingungen im Kesselbereich abbildbar, sodass sich aus der Kombination von adiabater Temperaturerhöhung über die Reaktionsenthalpie der Verbrennung und die Wärmeabfuhr an die Kesselwände eine realgetreue Rauchgastemperatur am Kesselaustritt ableiten lässt.

Neben der Temperaturbestimmung ist auch die Bestimmung der chemischen Zusammensetzung des Rauchgases aus der Brennstoff- und Luftzusammensetzung Aufgabe des Verbrennungsmodells. Grundlage hierfür bildet die Speziesmassenbilanz der Brennstoff- und Verbrennungsluftkomponen-

ten. Hierbei wird der Brennstoff Braunkohle als Zusammensetzung aus den Komponenten Wasser, Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, Schwefel und Asche beschrieben.

$$\underline{X}_{\text{BS}} = [\text{H}_2\text{O}, \text{C}, \text{H}, \text{O}, \text{N}, \text{S}, \text{Asche}] \quad (2.15)$$

Zur Abbildung der Verbrennungsluft werden die Komponenten Argon, Stickstoff, Sauerstoff, Wasser, Schwefeldioxid und Asche genutzt.

$$\underline{X}_{\text{G}} = [\text{Ar}, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{SO}_2, \text{Asche}] \quad (2.16)$$

Bei der Abbildung der Verbrennung werden folgende Bruttoreaktionsgleichungen berücksichtigt:



Zur rechnerischen Beschreibung der Speziesmassenbilanz auf Grundlage der oben genannten Bruttoreaktionsgleichungen ist im Verbrennungsmodell eine Matrix $S_{i,j}$ zur Bestimmung der Verbrennungsprodukte aus den Edukten hinterlegt, die sich aus den Vektoren der Brennstoffzusammensetzung $\underline{X}_{\text{BS}}$ als Spalten der Matrix sowie der Verbrennungsluftzusammensetzung \underline{X}_{L} als Zeilen der Matrix aufspannt:

$$S_{i,j} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0 \\ 0 & -1 & -0,25 & 0,5 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

Somit kann im Modell der Speziesstoffstrom eines Verbrennungsproduktes $\dot{n}_{i,\text{RG}}$ aus den Stoffströmen der Edukte entsprechend Gl. 2.25 bestimmt werden:

$$\dot{n}_{i,\text{RG}} = \sum_{j=1}^N \dot{n}_{\text{BS}} \cdot S_{i,j} \cdot X_{j,\text{BS}} + \dot{n}_{i,\text{L}} \cdot X_{i,\text{L}} \quad (2.25)$$

Der Reaktionsmechanismus dient hierbei jedoch ausschließlich der Ermittlung der Rauchgaszusammensetzung. Die Reaktionsenthalpie der Einzelreaktionen findet hierbei keine Berücksichtigung, es wird lediglich die summarische Reaktionsenthalpie anhand des Heizwertes des Brennstoffes genutzt. Als Referenzbrennstoff wird der Heizwert und die Zusammensetzung anhand der Durchschnittswerte zu Grunde gelegt.

2.1.5. Beschreibung des Kreisprozesses

Die Umwandlung der mittels Verbrennung bereitgestellten thermischen Energie in elektrische Energie findet in einem kontinuierlichen Kreisprozess auf Grundlage des Clausius-Rankine-Prozesses statt. Als Arbeitsmedium wird hierbei Wasser verwendet, welches in diesem Kreisprozess verschiedene Zustandsänderungen durchläuft. Eine Übersicht über die wichtigsten Zustandspunkte des Wasserdampfkreislaufes im untersuchten Kraftwerk ist in Abb. 2.2 dargestellt.

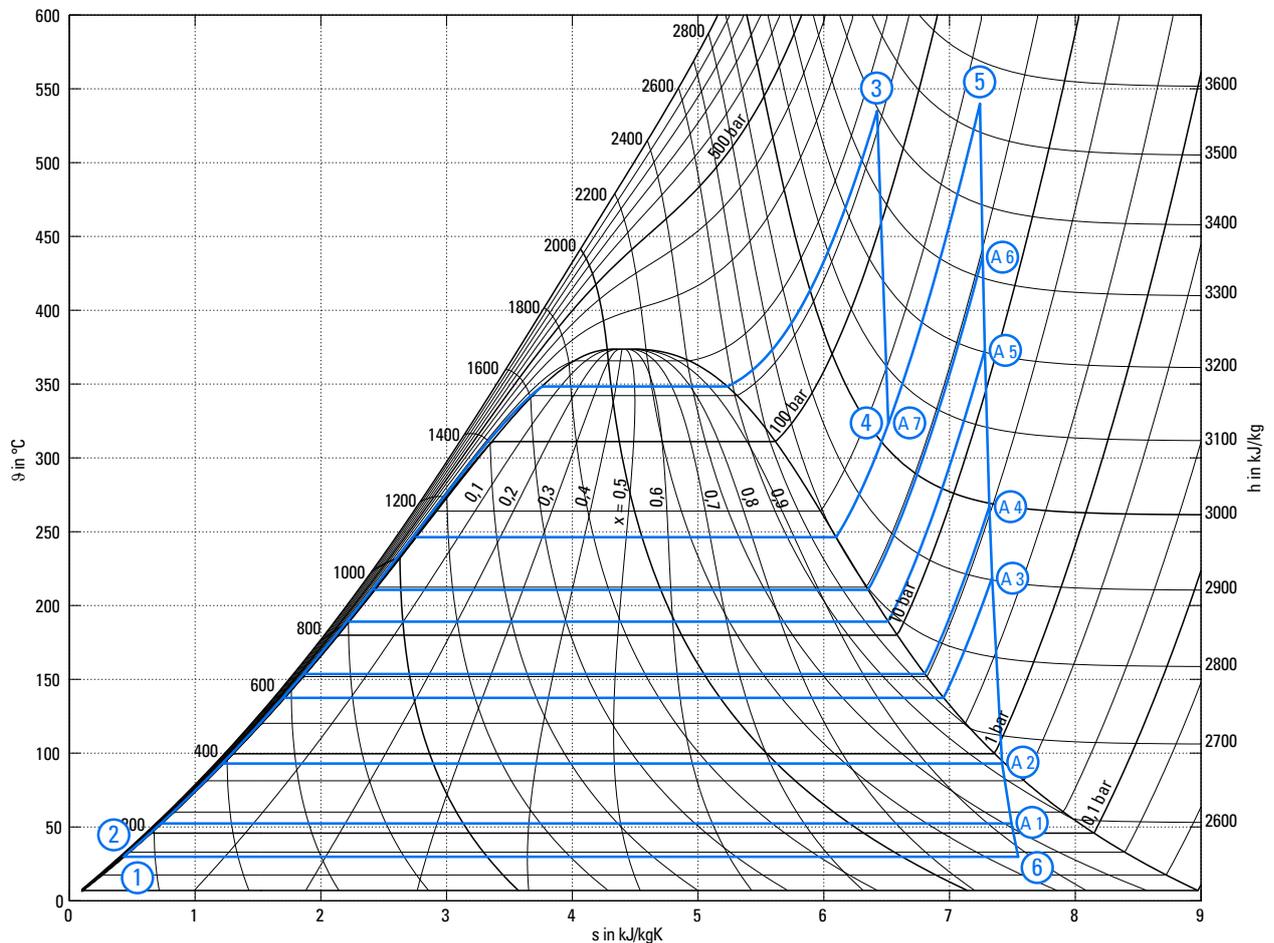


Abb. 2.2.: Dampfkraftprozess des Referenzkraftwerkes im T,s -Diagramm

Hierbei findet von ① nach ② eine Druckerhöhung des flüssigen Speisewassers statt, für die aufgrund des geringen spezifischen Volumens und der geringen Kompressibilität eine geringe technische Arbeit notwendig ist. Anschließend findet eine Wärmezufuhr zur Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung des Arbeitsmediums von ② nach ③ bzw. von ④ nach ⑤ statt. Bei der Entspannung des dampfförmigen Mediums von ③ nach ④, bzw. ⑤ bzw. ⑥ lässt sich über die Schaufeln der Turbine ein hoher Anteil der im Dampf enthaltenen Energie in technische Arbeit umwandeln. Der thermische Wirkungsgrad des Prozesses η wird hierbei über das Verhältnis von technischer Turbi-

nenarbeit w_t zum zugeführten Wärmestrom q entsprechend Gl. 2.26 für das dargestellte Beispiel definiert.

$$\eta = \frac{|w_{t,34} + w_{t,56} + w_{t,12}|}{q_{23} + q_{45}} \quad (2.26)$$

Das untersuchte Braunkohlekraftwerk ist in seiner Funktion als Grundlastkraftwerk für einen möglichst hohen Volllastwirkungsgrad ausgelegt. Bekannte Maßnahmen zur Steigerung des Wirkungsgrades, wie die in Abb. 2.2 dargestellte Zwischenüberhitzung oder Vorwärmung von Speisewasser mittels Dampf aus den Turbinenanzapfungen, wurden ebenso umgesetzt wie die Auslegung auf die maximal möglichen oberen Prozesstemperaturen.

2.2. Vergleich stationäre und dynamische Modellierung

Die Simulation von Kraftwerksprozessen hat bereits eine lange Tradition, so wurden auch für das untersuchte Braunkohlekraftwerk stationäre Simulationsprogramme unter Epsilon®Professional [45] entwickelt. Diese sind sowohl zur Wirkungsgradoptimierung, als auch zur Messdatenvalidierung im stationären Betrieb geeignet. Die dynamische Simulation ist zwar sowohl vom Modellierungsaufwand als auch von den benötigten Rechenkapazitäten deutlich aufwendiger, deckt jedoch dafür auch ein größeres Spektrum an Untersuchungsmöglichkeiten ab. Beispielhaft sollen die erweiterten Anwendungsmöglichkeiten am Falle einer Laständerung von Volllast auf einen abgesenkten Mindestlastpunkt wie in Abb. 2.3 dargestellt, erläutert werden. Aus der Laständerung entsprechend der linken Darstellung resultieren veränderte Zustände im System und somit auch eine Verschiebung der Prozessgrößen, z.B. wie in der rechten Abbildung dargestellt, am Überhitzer des Kraftwerkes.

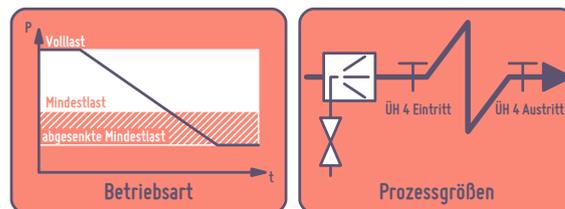


Abb. 2.3.: Technische Bewertung des Kraftwerksbetriebs anhand des Verhaltens von Prozessgrößen während eines Lastwechsels am Beispiel der Überhitzertemperaturen

Mittels einer stationären Simulation lassen sich die Zustandspunkte zwar im Volllast und im Teillastpunkt bestimmen, wie in Abb. 2.4 im oberen Teil dargestellt, jedoch können daraus keine Aussagen zum Zeitverhalten während der Laständerung getroffen werden. Die grundsätzliche Machbarkeit der vorgeschlagenen Absenkung der Mindestlast kann mit diesem stationären Ansatz überprüft werden ebenso sind Aussagen zur Kriechermüdung von Komponenten und Wirkungsgraden in Voll- und Teillast ableitbar. Der Ansatz der dynamischen Simulation bietet jedoch über diese Anwendungen hinaus weiterführende Möglichkeiten. So lassen sich über die Berücksichtigung von Speichermassen und Systemdynamik nicht nur Aussagen über den Anfangs- und Endpunkt einer Zustandsänderung treffen, sondern auch zu jedem Zeitpunkt deren Zwischengrößen bestimmen. Aus diesen Werten lassen sich relevante Größen ableiten, wie z.B. die Gradienten der Dampftemperaturen, welche für thermische Spannungen und somit für die Wechselerschöpfung von Komponenten von entscheidender Bedeutung sind. Ebenso lassen sich Aussagen zur Regelgüte, wie zu Über- oder

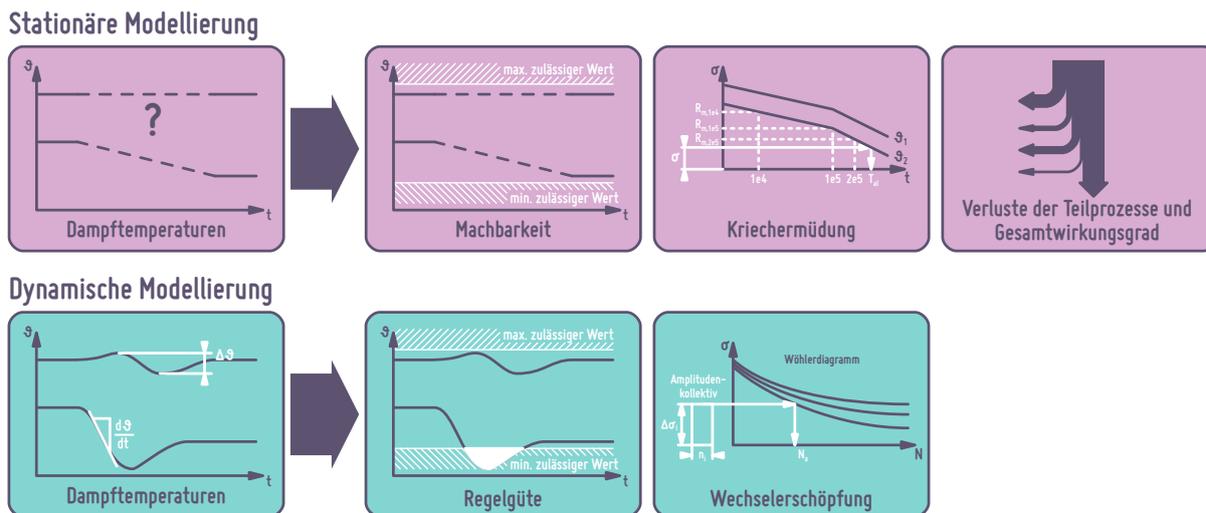


Abb. 2.4.: Vergleich von stationärer und dynamischer Modellierung

Unterschwingern treffen welche ggf. für den sicheren Betrieb von Relevanz sind. Zusammenfassend lässt sich ableiten, dass sich die stationäre Simulation zur Auslegung von Kraftwerksprozessen zwar grundsätzlich eignet, darüber hinaus lässt sich das dynamische Modell hingegen sowohl für stationäre Untersuchungen, wie Wirkungsgradoptimierungen in Teillast als auch für die Untersuchung instationärer Problemstellungen, wie z.B. zur Steigerung der Flexibilität, nutzen und stellt somit für die vorgegebene Zielstellung das geeignete Werkzeug dar.

2.3. Stand der Forschung

Das grundsätzliche Bestreben dynamische Prozesse in Kraftwerken mit Modellen zu beschreiben, gibt es schon seit dem Bestehen dieser Anlagen. Erste Ansätze der Modellierung transienter Kraftwerksprozesse auf der Basis fundamentaler physikalischer Gleichungen gehen bis in die 1950er Jahre zurück, siehe Chien et. al. [46]. In der Folgezeit wurde eine Vielzahl von Programmen entwickelt, einen ausführlichen Überblick hierzu gibt Epple et. al. [28]. Zur Abbildung komplexer Energiewandlungsprozesse in der Industrie finden in diesem Zusammenhang die Programmumgebungen Epsilon, Apros, Aspen und Dymola Anwendung.

Traditionell wird die Software Epsilon zur stationären Auslegung und Optimierung von Kraftwerksprozessen genutzt, jedoch ist in den letzten Jahren auch hier eine Entwicklung zur dynamischen Abbildung von Prozessen zu erkennen, wie Küppers et. al. [47] zeigt. Auch die Simulationssoftware Aspen ist bereits seit vielen Jahren im Bereich der stationären Simulation von chemischen Prozessen und Energiesystemen etabliert und wird mit der Programmerweiterung „Aspen Plus Dynamics“ [48] zunehmend zur Betrachtung von dynamischen Prozessen verwendet, siehe z.B. Alobaid et. al. [49]. Das Programm Apros wird bereits seit mehreren Jahrzehnten zur dynamischen Simulation von Energiewandlungsprozessen, insbesondere in der Kernenergie-technik, verwendet, siehe [50]. Einen umfassenden Vergleich der beiden Programme Apros und Aspen zur Simulation des dynamischen Verhaltens eines GuD-Kraftwerkes zeigen Alobaid et. al. [51, 52]. Neben diesen beschriebenen kommerziellen Simulationsprogrammen gibt es zahlreiche Forschergruppen, die sich mit der Entwicklung eigener Programmcodes zur dynamischen Simulation von Kraftwerksprozessen beschäftigen. Beispielhaft können hier Leithner et. al. [53] und Walter [54] genannt werden.

Mit dem Fortschreiten der Energiewende und dem damit verbundenen Bedarf an Untersuchungen zu deren Auswirkungen und der Optimierung des transienten Betriebsverhaltens von Kraftwerken hat sich auch die Forschungsaktivität im Bereich der dynamischen Simulation dieser Prozesse verstärkt. In diesem Zuge hat sich insbesondere die Programmumgebung Dymola unter der Nutzung der offenen Programmiersprache Modelica, welche zur Abbildung eines weitreichenden Anwendungsspektrums konzipiert wurde, als geeignetes Werkzeug für die dynamische Simulation von Kraftwerksprozessen erwiesen. Erste Arbeiten in dieser Konstellation wurden von Casella et. al. (siehe z.B. [55]) veröffentlicht, wobei sich diese Arbeiten im Wesentlichen auf die Abbildung von GuD-Kraftwerken beziehen. Zur Untersuchung der Gesamtdynamik hat sich neben der Abbildung der thermodynamischen Prozesse auch die Kopplung mit möglichst realgetreuer Prozessleittechnik als essenzieller Bestandteil erwiesen. Darüber hinaus ist die Kopplung der dynamischen Modelle mit strukturmechanischen Ansätzen zur Untersuchung der Auswirkungen auf die Lebensdauer von Kraftwerkskomponenten von zunehmender Bedeutung. Ein derart gekoppeltes Gesamtmodell für ein Steinkohlekraftwerk und ein GuD-Kraftwerk wurde von Gottelt [56] und Meinke [57] erstellt. Daneben gibt es weitere Arbeiten, die sich mit der Abbildung von Steinkohlekraftwerken, z.B. [58] und GuD-Kraftwerken [59], in der beschriebenen Modellkopplung beschäftigen. Für Braunkohlekraftwerke im Allgemeinen sind, genau wie für das in dieser Arbeit untersuchte Kraftwerk, bisher keine dynamischen Untersuchungen des Gesamtprozesses mittels der hier beschriebenen Ansätze bekannt.

2.4. Modellierungs- und Simulationsumgebung

Wie bereits im vorherigen Kapitel angedeutet, gibt es verschiedene Plattformen zur Erstellung und Simulation von Kraftwerksprozessen. Das in dieser Arbeit vorgestellte Kraftwerksmodell wurde in der Umgebung „Dymola“ unter Nutzung der Programmiersprache „Modelica“ entwickelt.

2.4.1. Modellierungssprache

Das Kraftwerksmodell sowie alle ihm zugrundeliegenden Modelle zur Beschreibung des Prozesses wurden unter Nutzung der objektorientierten Modellierungssprache „Modelica“ [60, 61, 62] entwickelt. Der Aufbau der Gleichungen erfolgt bei der objektorientierten Programmierung akausal, was den realphysikalischen Vorgängen innerhalb des Prozesses entspricht. Im Gegensatz dazu steht der traditionell für dynamische Untersuchungen genutzte blockorientierte Ansatz, welcher allerdings einen kausalen Aufbau der Modelle nach dem Ursache-Wirkungs-Prinzip erfordert [63]. Der hier verwendete akausale Ansatz ermöglicht erst die Beschreibung des Systems auf Grundlage der in den vorherigen Kapiteln genannten Zustands- und Erhaltungsgleichungen ohne vorherige explizite Festlegung von Ein- und Ausgangsgrößen. Die Programmierung erfolgt in der Regel über eine grafische Oberfläche, wobei der Programmcode stets parallel zur Erweiterung des grafischen Modells erzeugt wird. Hierbei repräsentieren grafische Icons physikalische Komponenten, welche dann über Verbindungslinien sowohl grafisch als auch physikalisch gekoppelt werden. Neben der grafischen Programmierung kann jedoch die Programmierung ebenso auf der Textebene erfolgen, was zum Einen für die Erstellung von Basismodellen hilfreich ist, aber zum Anderen auch die Nachvollziehbarkeit der Modellierung erleichtert.

2.4.2. Bauteilbibliotheken

Das entwickelte Kraftwerksmodell basiert zum großen Teil auf Standardkomponenten, welche in entsprechenden Bauteilbibliotheken vorhanden sind. Folgenden Bibliotheken wurden zur Modellerstellung genutzt:

Modelica Standard Library

Das Modell basiert auf der „Modelica Standard Library“ [60], Version 3.2.1. Aus dieser Bibliothek werden im Wesentlichen Komponenten zur Abbildung der Leittechnik genutzt. Diese Komponenten arbeiten im Modell mit „real-“ (reelle Zahlen), „boolean-“ (Wahrheitswert) oder „integer-“ (ganze Zahlen) Verbindungen, welche im Gegensatz zu den oben genannten physikalischen Ansätze eine feste Signalfussrichtung vorweisen. Hierzu zählen klassische mathematische Blöcke, wie Summation, Multiplikation, Integration etc., aber auch Tabellen, Begrenzer und Schalter.

Thermal Power Library

Zur Abbildung des physikalischen Modells werden Komponenten aus der „Thermal Power Library“, Version 1.10 [34] genutzt, welche wiederum auf der „Modelon Library“, Version 2.2 aufbaut. Zu den genutzten Grundelementen zählen beispielsweise Wärmeübertrager, Verbrennungsmodelle, Stoffdatenmodelle. Die einzelnen Komponenten werden hierbei über physikalische Verbindungen gekoppelt, an welchen Potential-, Fluss- und Stoffgrößen wie Druck, Enthalpie und Zusammensetzung bidirektional in Abhängigkeit der Strömungsrichtung übergeben werden.

2.4.3. Simulationsumgebung und Gleichungslöser

Die Erstellung und der Aufbau des Gleichungssystems erfolgt in der kommerziellen Programmumgebung „Dymola“ [64]. Ebenso erfolgt die Lösung des aufgestellten Gleichungssystems mittels der hierin vorhandenen Gleichungslöser. Das Gleichungssystem zur Beschreibung des kontinuierlichen Zeitverhaltens setzt sich hierbei aus gewöhnlichen Differenzialgleichungen, wie in Gl. 2.27 dargestellt

$$f(t, \underline{x}, \underline{x}') = 0, \quad (2.27)$$

sowie algebraischen Gleichungen entsprechend Gl. 2.28 zusammen.

$$g(t, \underline{x}) = 0 \quad (2.28)$$

Wobei \underline{x} einen von der Zeit t abhängigen N-dimensionalen Vektor von Systemvariablen darstellt. Dieser N-dimensional Vektor lässt sich in zwei Vektoren \underline{x}_S bestehend aus den N-M Zustandvariablen und M algebraischen Variablen \underline{x}_A unterteilen. Die Ableitung \underline{x}' stellt die zeitliche Ableitung

der in \underline{x} enthaltenen Zustandsvariablen \underline{x}_S dar. Das durch die Modellgleichungen beschriebene zeitkontinuierliche Gesamtsystem lässt sich somit wie folgt darstellen.

$$\underline{F}(t, \underline{x}, \underline{x}') = \begin{bmatrix} f_1(t, \underline{x}, \underline{x}') \\ \vdots \\ f_{N-M}(t, \underline{x}, \underline{x}') \\ g_1(t, \underline{x}) \\ \vdots \\ g_M(t, \underline{x}) \end{bmatrix} = 0 \quad (2.29)$$

Das aufgestellte Gleichungssystem enthält sowohl gewöhnliche Differenzialgleichungen, als auch algebraische Gleichungen, daher handelt es sich um ein differentialalgebraisches Gleichungssystem. Da das System zusätzlich, insbesondere aufgrund der hier hinterlegten Leittechnikstrukturen, mit Boole'schen Wahrheitswerten gekoppelt ist, welche zu diskreten Zeitschritten dafür sorgen, dass von einem differentialalgebraischen Gleichungssystem zum nächsten gewechselt wird, wird es als hybrides differentialalgebraisches System bezeichnet.

Zur Lösung des hybriden differentialalgebraischen Gleichungssystems, welches durch die physikalische Verknüpfung der Teilsysteme erfolgt, steht eine Vielzahl von expliziten und impliziten Gleichungslösern in der Simulationsumgebung von Dymola zur Verfügung, einen Überblick hierzu gibt [65]. Für die Lösung des beschriebenen Gleichungssystems haben sich zwei der implementierten Gleichungslöser als besonders geeignet erwiesen: der Dymola Standard-Löser „DASSL“ sowie der „Sdirk34“.

Der DASSL (Differential Algebraic System Solver) [66] verwendet Rückwärtsdifferentiation mit variabler, maximal 5. Ordnung. Ein Anfangswertproblem, welches sich mit differentialalgebraischen Gleichungen entsprechend Gl. 2.29 beschreiben lässt, kann hierzu in impliziter Form wie folgt dargestellt werden.

$$\underline{F}(t, \underline{x}, \underline{x}') = 0 \quad \underline{x}(t_0) = \underline{x}_0 \quad \underline{x}'(t_0) = \underline{x}'_0 \quad (2.30)$$

Zur Lösung dieses Anfangswertproblems zu einem diskreten Zeitpunkt t_n kann die Ableitung durch eine Differenz 1. Ordnung approximiert werden.

$$\underline{F} \left(t_n, \underline{x}_n, \frac{\underline{x}_n - \underline{x}_{n-1}}{\Delta t_n} \right) = 0 \quad (2.31)$$

Die Lösung erfolgt dann iterativ mit den Iterationsschritten m über das Newton'sche Näherungsverfahren für mehrdimensionale Funktionen [66].

$$\underline{x}_n^{m+1} = \underline{x}_n^m - \left(\frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{x}'} + \frac{1}{\Delta t_n} \frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{x}} \right)^{-1} \underline{F} \left(t_n, \underline{x}_n, \frac{\underline{x}_n - \underline{x}_{n-1}}{\Delta t_n} \right) \quad (2.32)$$

Der DASSL-Löser arbeitet nach dem hier beschriebenen Prinzip, stellt aber eine Weiterentwicklung dar. Anstelle der Verwendung des hier gezeigten Rückwärtsdifferenzenquotients erster Ordnung verwendet der Löser zur Bestimmung des Integrals einen Rückwärtsdifferenzenquotient mit variabler

Ordnung k . Für jeden Schritt wählt das DASSL-Verfahren die Schrittgröße Δt_n und die Ordnung k basierend auf dem Verhalten der Lösung. Zur Ermittlung des Startwertes für das iterative Newtonverfahren verwendet der Löser ein Polynom zur Interpolation der letzten k Zeitschritte. Erreicht das Newtonverfahren die vorgegebenen Konvergenzkriterien, wird die Lösung akzeptiert und der nächste Zeitschritt berechnet, falls nicht, wird die Zeitschrittweite verringert und die Ordnung k erhöht [65]. Da zur Bestimmung der Lösung Ergebnisse mehreren vorangegangenen Schritten verwendet werden, handelt es sich hierbei um ein Mehrschrittverfahren. Der DASSL-Löser eignet sich grundsätzlich zur Lösung des hier aufgestellten Gleichungssystems, benötigt jedoch einen recht hohen Rechenaufwand, wenn im System nichtkontinuierliche Änderungen, sogenannte „Events“, auftreten, da dann der Vorteil aus der Nutzung der Ergebnisse der vorangegangenen Zeitschritte nicht zum Tragen kommt. Aus diesem Grunde haben sich für die Simulation des Kraftwerksprozesses in Kombination mit Leittechnikstrukturen, die aufgrund zahlreicher Umschalter und Begrenzer Unstetigkeiten in das Gleichungssystem bringen, Einschrittverfahren als rechentechnisch effizientere Lösung für das entwickelte Gesamtmodell herausgestellt. Hierzu lassen sich verschiedene Runge-Kutta-Verfahren verwenden. Auch hierbei soll das in Gl. 2.30 aufgestellte Anfangswertproblem Zeitschritt für Zeitschritt gelöst werden. Dazu wird ebenfalls ein zeitabhängiger Vektor \underline{x} an dessen Stützstelle zu diskreten Zeitpunkten \underline{x}_{n+1} wie folgt bestimmt.

$$\underline{x}_{n+1} = \underline{x}_n + h \sum_{j=1}^s b_j \underline{k}_j \quad (2.33)$$

Dabei bezeichnet h die Zeitschrittweite, s die Stufenzahl des Algorithmus, b_j die durch das jeweilige Verfahren definierten Koeffizienten, welche sich im sogenannten Butcher-Tableau hinterlegen lassen sowie \underline{k}_j die sogenannten Zwischenschritte, die sich beispielsweise für das dreistufige Runge-Kutta Verfahren $s = 3$ wie folgt bestimmen.

$$\underline{k}_1 = \underline{F}(t_n, \underline{x}_n) \quad \underline{k}_2 = \underline{F}\left(t_n + \frac{h}{2}, \underline{x}_n + \frac{h}{2} \underline{k}_1\right) \quad \underline{k}_3 = \underline{F}(t_n + h, \underline{x}_n - h \underline{k}_1 + 2h \underline{k}_2) \quad (2.34)$$

Der für die hier untersuchten Systeme in der Regel verwendete Löser „Sdirk34“ (singly-diagonally-implicit Runge–Kutta, also einfach diagonal implizites Runge-Kutta-Verfahren) gehört zur Gruppe der Runge-Kutta-Algorithmen, wobei die 3 für die Anzahl der Stufen im Verfahren und die 4 für die Ordnung steht. Zum Lösen des sich ergebenden algebraischen Gleichungssystems wird auch hier mit dem Newtonverfahren gearbeitet. Für die Auswahl eines geeigneten Gleichungslösers für die Simulation des Kraftwerksmodells stellen vor allem Robustheit, also die Fähigkeit des Lösungsalgorithmus für einen möglichst weiten Anwendungsbereich Lösungen zu finden sowie die Effizienz, also der notwendige Rechenaufwand, entscheidende Kriterien dar. Die oftmals in der Literatur diskutierte Genauigkeit spielt für die hier untersuchten Anwendungsgebiete nur eine untergeordnete Rolle. Im Rahmen von Sensitivitätsuntersuchungen hinsichtlich des Gleichungslösers auf die Simulationsergebnisse lagen maximale Abweichungen verschiedener Gleichungslöser untereinander im vernachlässigbaren Bereich.

3. Nachgeschaltete Auswertungen

Die thermodynamische Simulation von Kraftwerksprozessen bietet eine Vielzahl verschiedenartiger Auswertemöglichkeiten. In vielen Fällen sind die Simulationsergebnisse direkt verwertbar, die Beantwortung weitergehender Fragestellungen, z.B. der Beanspruchung von Bauteilen, der optimalen Parametrierung der Leittechnik, sowie der tiefgehenden Bewertung der Prozessgüte erfordern eine über die reine dynamische Simulation hinausgehende, nachgeschaltete Auswertung. Abb. 3.1 zeigt die möglichen Pfade weitergehender Untersuchungen und die grundlegende Vorgehensweise. In den folgenden Abschnitten sollen diese vertiefend beleuchtet werden.

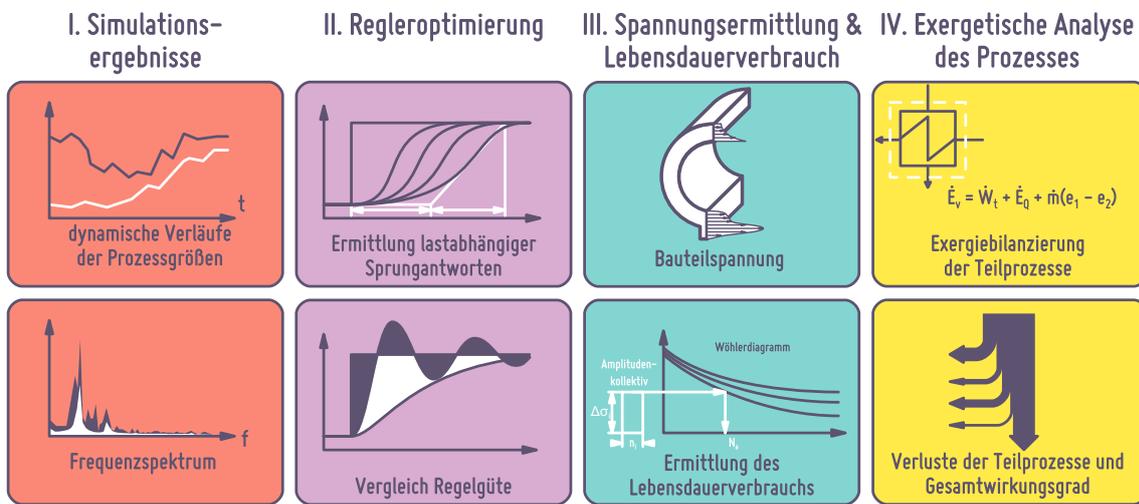


Abb. 3.1.: Ergebnisse der dynamischen Simulation und nachgeschaltete Auswertungen

3.1. Simulationsergebnisse

3.1.1. Zeitverläufe

Die dynamische Simulation des Kraftwerksprozesses liefert als unmittelbares Ergebnis die zeitlichen Verläufe der Zustände des modellierten Systems und der Variablen innerhalb der Leittechnik. Damit können sowohl stationäre Durchschnittswerte einzelner Lastpunkte, als auch transiente Verläufe zwischen verschiedenen Zustandspunkten ausgewertet werden. Zu den verwertbaren dynamischen Ergebnissen zählen hier beispielsweise Totzeiten, Gradienten, Überschwinghöhen, Ausregelzeiten etc. Mithilfe dieser Simulationsdaten kann z.B. direkt beantwortet werden, ob die Leistung, Temperaturen und Drücke innerhalb der gewünschten Grenzen verlaufen. Zusätzlich lassen sich die stationären Werte und dynamische Zeitverläufe zur Validierung des Modells nutzen, da die Messdaten des realen Kraftwerksprozesses ebenfalls in dieser Form vorliegen.

3.1.2. Frequenzspektrum

Nicht alle Phänomene dynamischer Prozessgrößenverläufe sind im Zeitbereich direkt sichtbar. Aufgrund der Vielzahl interagierender Teilsysteme und Regelkreise können beispielsweise in Abhängigkeit der Last Schwingungen auftreten, zu deren Analyse die Betrachtung des auftretenden Frequenzspektrums genutzt werden kann. Unter der Annahme, dass der Verlauf eines bestimmten Mess- oder Simulationssignals anteilig harmonische Schwingungen enthält, können diese Signale mit Hilfe einer Fourier-Reihe angenähert werden. Dabei wird das Signal aus einer Überlagerung von Sinusschwingungen nachgebildet. In komplexer Form lässt sich ein Zeitsignal $x(t)$ mit der Periodendauer T bzw. der daraus resultierenden Grundfrequenz ω_0 somit entsprechend [67] wie in Gl. 3.1 dargestellt durch eine komplexe Fourier-Reihe beschreiben:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \underline{X}_n \cdot e^{j \cdot n \omega_0 t} \quad (3.1)$$

Dabei ergibt sich das Signal durch die Summation über die Frequenzen $n\omega_0$ der Komplexen Fourier-Koeffizienten \underline{X}_n und des Schwingungsterms $e^{j \cdot n \omega_0 t}$, welcher sich über die Euler'sche Formel (Gl. 3.2) aus einem Sinus- und einem Cosinus-Anteil zusammensetzt:

$$e^{j \cdot n \omega_0 t} = \cos(n\omega_0 t) + j \cdot \sin(n\omega_0 t) \quad (3.2)$$

Die Fourier-Koeffizienten lassen sich dabei wie folgt aus dem Zeitsignal bestimmen:

$$\underline{X}_n = \int_0^T x(t) \cdot e^{-j \cdot n \omega_0 t} dt \quad (3.3)$$

Da sowohl die Messwerte, als auch die Simulationsverläufe nur in Form von diskreten Werten an bestimmten Zeitpunkten und nicht als kontinuierlicher Verlauf bekannt sind, wird hierzu die diskrete Fourier-Transformation (DFT), genauer gesagt die Fast-Fourier-Transformation (FFT) aus Matlab angewendet [67]. Wobei dann in Gl. 3.1 nur noch über ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz summiert werden muss. Das Spektrum kann dann als Betrags- und Phasenspektrum aufgetragen werden, wobei im Signal vorhandene Schwingungsamplituden bei bestimmten Frequenzen deutlich werden, wie in Abb. 3.1 zu sehen.

3.2. Regleroptimierung

3.2.1. Systemidentifikation anhand des dynamischen Modells

Zur Auslegung von Steuerung und Regelung des Kraftwerksprozesses ist eine genaue Beschreibung des Zeitverhaltens der Teilsysteme notwendig. Neben der hier allgemein angewendeten Methode der Abbildung des Prozesses durch ein physikalisches Modell besteht alternativ die Möglichkeit,

das Zeitverhalten mit Hilfe von Experimenten zu ermitteln, bei denen man für eine vorgegebene Eingangsgröße die Ausgangsgröße misst und anhand des sich ergebenden Zusammenhangs ein Modell in Form einer mathematischen Übertragungsfunktion ableitet [68].

Die physikalische Beschreibung des Systems Dampferzeuger erfordert einen großen Aufwand und beinhaltet die Abbildung der Mahlung der Kohle, der partikelbehafteten Strömung im Sieb und Kessel und des Wärmeübergangs vom Rauchgas zum Arbeitsmedium. Aus diesem Grund ist es in der Kraftwerkstechnik üblich, das Zeitverhalten des Dampferzeugers mithilfe von Messdaten zu identifizieren. Nachteil einer solchen experimentellen Prozessanalyse ist, dass physikalische Zusammenhänge verloren gehen und dass bei Änderungen des Systems die Ergebnisse ihre Gültigkeit verlieren.

Im Rahmen der hier dargestellten Arbeiten wurde für einzelne Systemkomponenten eine Kombination der beiden Vorgehensweisen gewählt. Zwar ist das dynamische Modell des Gesamtsystems zu komplex, um es direkt als ein Streckenmodell in der Leittechnik zu hinterlegen, allerdings kann aus Simulationsergebnissen ein vereinfachtes System identifiziert werden. Aufgrund der Möglichkeit, eine Vielzahl von Szenarien und Konfiguration zu simulieren, entfällt der Nachteil der rein experimentell gestützten Prozessanalyse.

Ähnlich wie im vorangegangenen Kapitel erläutert, findet hierbei die Darstellung des Übertragungsverhaltens des Systems in der Regel nicht im Zeitbereich, sondern im Laplacebereich statt. Hierzu wird die Laplace-Transformation genutzt, bei der ebenfalls ein Zeitsignal in Sinusschwingungen zerlegt wird [68]. Allerdings weisen diese Schwingungen zusätzlich auf- und abklingende Amplituden auf, daher ergibt sich eine komplexe Frequenzebene, oder s-Ebene mit $s = \delta + j\omega$, wobei der Term δ das Auf- und Abklingen beschreibt. Die Transformation in den komplexen Frequenzbereich, auch Bildbereich genannt erfolgt für $t \geq 0$ entsprechend Gl. 3.4:

$$F(s) = \int_0^{\infty} x(t) \cdot e^{j \cdot s \cdot t} dt \quad (3.4)$$

Der Vorteil dieser Darstellung liegt in der erheblichen Vereinfachung der Rechnung im Laplace-Bereich. Für die Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Ein- und Ausgangsgröße (u - bzw. y) eines linearen Systems ist allgemein im Zeitbereich eine Differentialgleichung n-ter Ordnung erforderlich, siehe Gl. 3.5 [69]:

$$a_n y^{(n)}(t) + \dots + a_1 \dot{y}(t) + a_0 y(t) = b_0 u(t) + b_1 \dot{u}(t) + \dots + b_m u^{(m)}(t) \quad (3.5)$$

Hierbei sind $a_{0\dots n}$ und $b_{0\dots m}$ konstante Koeffizienten. Nach der Transformation in den Laplace-Bereich vereinfacht sich diese inhomogene Differentialgleichung in eine algebraische Gleichung (Gl. 3.6)

$$Y(s)(a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0) = U(s)(b_m s^m + \dots b_1 s + b_0), \quad (3.6)$$

wobei das Verhältnis von Ausgangsgröße $Y(s)$ zu Eingangsgröße $U(s)$ allgemein als Übertragungsfunktion $G(s)$ bezeichnet wird [69]. Daraus leitet sich ab, dass zur Bestimmung des Ausgangssignals

nicht mehr das Lösen einer Differentialgleichung erforderlich ist, sondern lediglich die Multiplikation des Eingangssignals mit der Übertragungsfunktion:

$$Y(s) = U(s) \cdot G(s) \quad (3.7)$$

Die Vorgehensweise der Systemidentifikation soll im Folgenden an einem Beispiel erläutert werden. Zunächst wird im Rahmen eines Sprungversuches die Eingangsgröße, d.h. der Brennstoffmassenstrom sprunghaft erhöht und die Sprungantwort des Kraftwerkssystems, also die Generatorleistung, ausgewertet, siehe Abb. 3.2. Zur Nachbildung des Systemverhaltens werden in der Regel

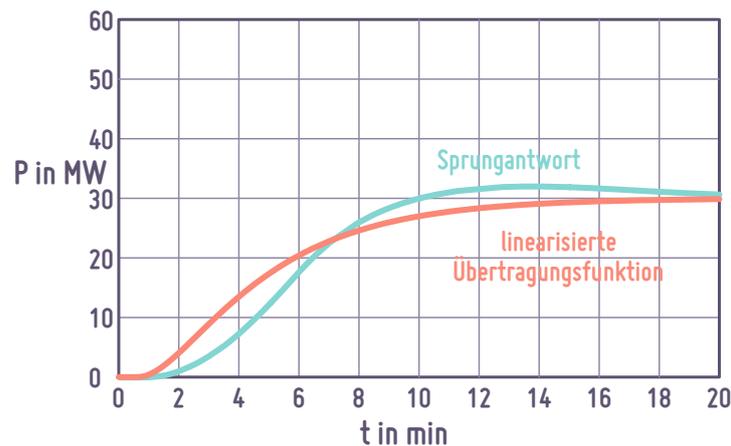


Abb. 3.2.: Sprungantwort des Kraftwerks und linearisierte Übertragungsfunktion 3. Ordnung einfache Standardblöcke verwendet, die sich anschließend zu einer Gesamtübertragungsfunktion überlagern. Ein einfaches Verzögerungsverhalten erster Ordnung lässt sich im Zeitbereich mittels folgender Differentialgleichung über die Zeitkonstante T_1 und die Verstärkung V_K darstellen:

$$T_1 \dot{y}(t) + y(t) = V_K \cdot u(t) \quad (3.8)$$

Im Bildbereich stellt sich die Übertragungsfunktion für das Verzögerungsglied erster Ordnung wie folgt dar:

$$G(s) = \frac{V_K}{1 + T_1 s} \quad (3.9)$$

Ein Totzeitglied mit der Totzeit T_t ließe sich im Zeitbereich über folgende Beziehung darstellen:

$$y(t) = V_K \cdot u(t - T_t) \quad (3.10)$$

Im Bildbereich ergibt sich das korrespondierende Verhalten entsprechend Gl. 3.11

$$G(s) = V_K \cdot e^{-sT_t} \quad (3.11)$$

Der Vorteil dieser Darstellung im Laplace-Bereich lässt sich nun anschaulich dadurch aufzeigen, dass bei der Nachbildung der Sprungantwort, z.B. durch eine Reihenschaltung von PT1- und Tot-

zeitgliedern, die Gesamtübertragungsfunktion durch Multiplikation der einzelnen Glieder zusammengefasst werden kann.

Für einen nachfolgenden Reglerentwurf wird aus der Sprungantwort eine lineare Übertragungsfunktion abgeleitet, welche jedoch aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens¹ nur für diesen Betriebszustand gültig ist.

Prinzipiell ist es möglich, eine Sprungantwort durch eine Übertragungsfunktion hoher Ordnung beliebig genau zu approximieren. Aufgrund der zuvor genannten Unwägbarkeiten wählt man in der Praxis eine Übertragungsfunktion mit einem Verzögerungsverhalten 2. bis 4. Ordnung. Abbildung 3.2 zeigt eine linearisierte Übertragungsfunktion 2. Ordnung mit einer Totzeit. Diese kann entsprechend (3.12) durch zwei Zeitkonstanten T_1 und T_2 sowie der Totzeit T_t beschrieben werden.

$$G(s) = \frac{1}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2)s + 1} e^{-sT_t} \quad (3.12)$$

3.2.2. Parameteridentifikation der Regelkreise

Für die Vermeidung von Regeldifferenzen (E, e), also der Abweichung zwischen einem vorgegebenen Sollwert und dem Ausgangswert des Systems, wird im Allgemeinen eine Regelung benötigt. Standardmäßig werden hierzu im Kraftwerk Regelstrukturen bestehend aus Proportional- und Integralgliedern verwendet, deren Übertragungsverhalten in Tab. 3.1 dargestellt ist.

Tab. 3.1.: Übertragungsverhalten von Standardelementen in der Kraftwerksregelung

	Zeitbereich	Bildbereich
<i>P – Glied</i>	$y(t) = V_R \cdot e(t)$	$G_R(s) = V_R$
<i>I – Glied</i>	$y(t) = \frac{1}{T_N} \int_0^t e(t) dt$	$G_R(s) = \frac{1}{T_N s}$

Zur Identifikation geeigneter Regelparameter gibt es zahlreiche Ansätze, nachfolgend soll der Entwurf einer solchen PI-Regelung anhand des Bode-Diagramms vorgestellt werden. Um dabei die Forderungen nach stationärer Genauigkeit, asymptotischer Stabilität, genügender Dämpfung und ausreichender Schnelligkeit zu erfüllen, wird das Gesamtübertragungsverhalten durch das Einfügen eines Kompensationsgliedes, dem Regler, entsprechend angepasst, vgl. hierzu auch [69]. Die Vorgehensweise gliedert sich dabei folgendermaßen:

Schritt 1 Einfügen eines I-Anteils in den Regelkreis, falls nicht schon vorhanden

Schritt 2 Kompensation der größten Zeitkonstante(n) der Strecke durch geeignete Wahl der Reglernullstellen (Eckfrequenzen)

¹Ursache sind u.a. die je nach Zustand veränderlichen Stoffwerte und Wärmeübergangskoeffizienten

Schritt 3 Zeichnen des Bode-Diagramms für den offenen Kreis mit der Verstärkung $V_R = 1$

Schritt 4 Bestimmung der Durchtrittsfrequenz ω_D für die gewählte Phasenreserve ϕ_R

Schritt 5 Anheben oder Absenken der Betragskennlinie bis diese die 0-dB-Linie bei der Durchtrittsfrequenz ω_D schneidet

Schritt 6 Bestimmung der resultierenden Kreisverstärkung

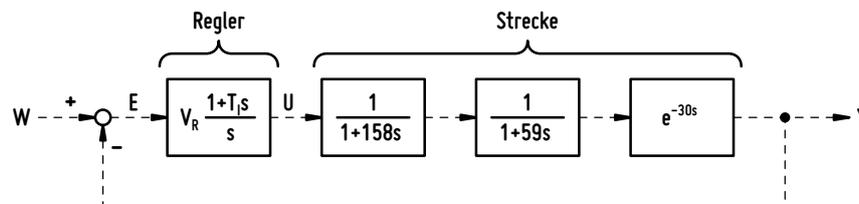


Abb. 3.3.: Schema des Regelkreises

Die Auslegung eines Regler soll nun am Beispiel des Systems Dampferzeuger für den in Abb. 3.2 dargestellten Lastpunkt genauer erläutert werden. Das Streckenverhalten wird dabei durch zwei Verzögerungsglieder mit den Zeitkonstanten 158 s und 59 s sowie der Totzeit von 30 s beschrieben. Um ein hinreichend gedämpftes Einschwingverhalten zu erzielen wird beispielsweise eine Phasenreserve ϕ_R von 60° gewählt. Als Kompensationsglied soll ein PI-Regler gewählt werden, siehe Abb. 3.3.

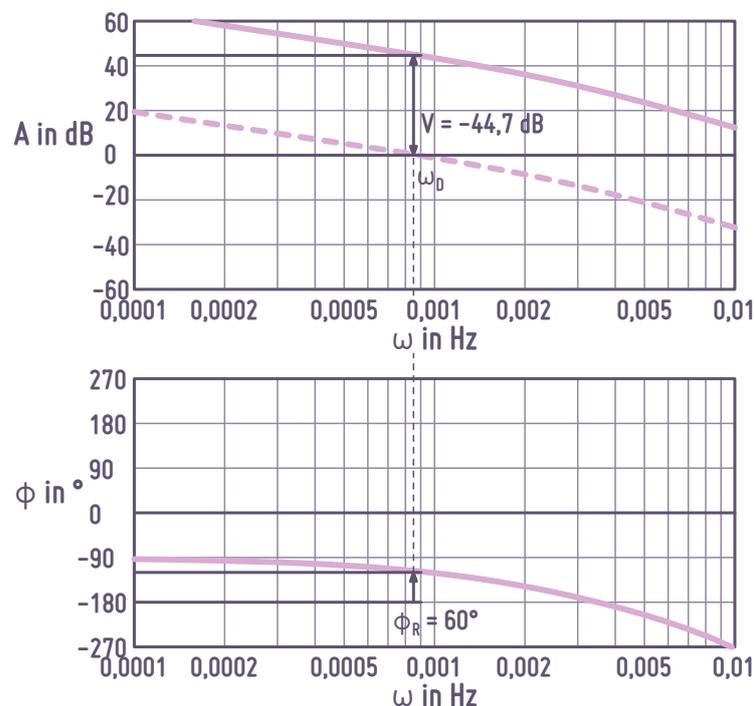


Abb. 3.4.: Reglerauslegung unter Verwendung des Amplituden- und Frequenzganges im Bode-Diagramm

Da der PI-Regler bereits einen I-Anteil besitzt, entfällt der erste Schritt. Im zweiten Schritt wird zunächst die größte Streckenzeitkonstante durch die Wahl von $T_I = 158$ s kompensiert und anschließend die Übertragungsfunktion des offenen Kreises aufgestellt.

$$G_0(s) = \frac{V_R}{s} \frac{1}{(1 + 59s)} e^{-30s} \quad (3.13)$$

Das mit der Kreisverstärkung $V_R = 1$ gezeichnete Bode-Diagramm ergibt eine Durchtrittsfrequenz ω_D von $8,8 \cdot 10^{-4}$ Hz für die gewählte Phasenreserve, siehe Abb. 3.4.

Um das gewünschte Verhalten zu erreichen, muss der Amplitudengang um 44,7 dB abgesenkt werden, die dazugehörige Verstärkung V_R ist 0,0058. Damit lautet die Übertragungsfunktion des Reglers:

$$G_R(s) = 0,0058 \cdot \frac{1 + 158s}{s} = 0,92 \cdot \left(1 + \frac{1}{158s} \right) \quad (3.14)$$

Aus der Standardschreibweise auf der rechten Seite können direkt die Verstärkung K_R mit 0,92 und die Zeitkonstante T_I des PI-Reglers mit 158 s abgelesen werden. Eine ausführliche Untersuchung zur Optimierung der Dampftemperaturregelung des untersuchten Kraftwerkes unter Nutzung des hier skizzierten Ansatzes gibt [70].

3.3. Ermittlung der Wechsellastbeanspruchung und Kriechermüdung

Zur Bewertung von Optimierungsmaßnahmen oder zur Ermittlung der Auswirkungen einer geänderten Fahrweise spielt der Einfluss auf die Lebensdauer des untersuchten Kraftwerkes eine entscheidende Rolle. In der Regel muss hier ein Kompromiss zwischen einer anlagenschonenden- und einer systemdienlichen Fahrweise, wobei Letztere in der Regel mit höheren Gradienten und erhöhten Bauteilbeanspruchungen einhergeht, gefunden werden. Zwar sind die Komponenten des Kraftwerkes bei dessen Planung so dimensioniert worden, dass sie den im Betrieb entstehenden Belastungen grundsätzlich widerstehen können, jedoch nur für eine bestimmte Zeitspanne. Verschiedene Schadensmechanismen führen zu einem stetigen Verschleiß der Komponenten. Einen Überblick über die auftretenden Mechanismen gibt [27]. Im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen erfolgt eine Bewertung hinsichtlich Lebensdauerverbrauch über die Mechanismen Wechsellastbeanspruchung und Kriechermüdung entsprechend DIN EN 12952 [71]. Einen Überblick über die Vorgehensweise zur Ermittlung des Lebensdauerverbrauches aus den transienten Temperatur- und Druckverläufen gibt Abb.3.5. Einen detaillierten Überblick zur Umsetzung der DIN EN 12952 in Bezug auf die Wechsellastbeanspruchung gibt [27]. Über die hier gezeigten Ansätze zur Ermittlung der Bauteilspannungen

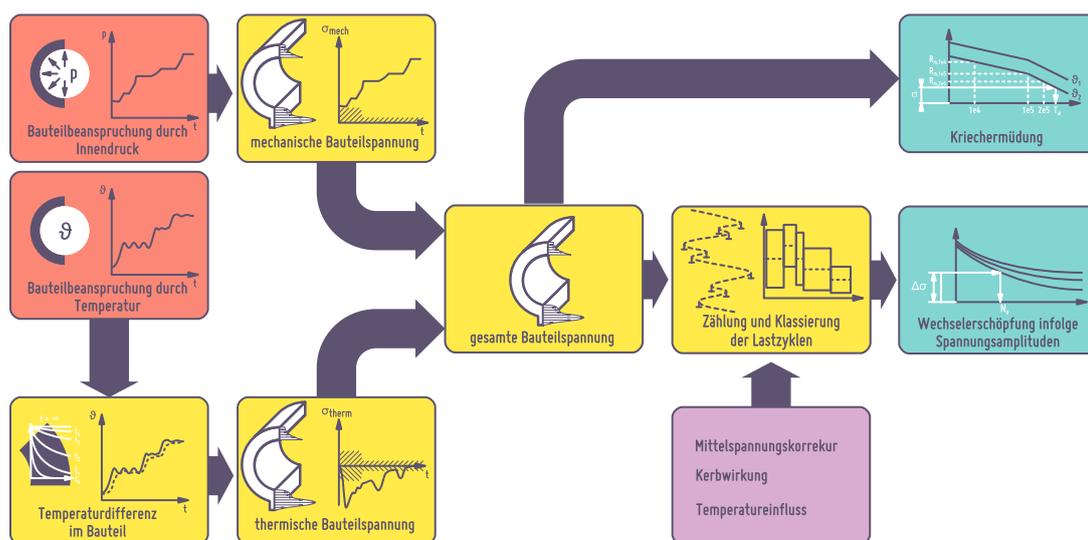


Abb. 3.5.: Schematische Übersicht zur Bestimmung des Lebensdauerverbrauches mit Hilfe der im Modell berechneten dynamischen Temperatur- und Druckverläufe

und Lebensdauerverbräuche auf der Grundlage des Nennspannungskonzeptes hinaus lassen sich die Ergebnisse des dynamischen Simulationsmodells auch als Eingangsgrößen für detailliertere örtlich aufgelöste Ansätze unter Nutzung von 3-D-Finite-Elemente-Modellen verwenden. Eine detaillierte Beschreibung dieses Ansatzes für die Turbine des hier untersuchten Kraftwerkes ist in [72] zu finden.

3.4. Energetische und exergetische Bewertung des Prozesses

Zur optimalen Umsetzung der im Brennstoff enthaltenen Energie in elektrische Energie spielt die Auslegung des Prozesses, wie in Kapitel 2.1.5 bereits angedeutet wurde eine entscheidende Bedeutung. Mit Hilfe detaillierter Modelle sind auch in diesem Bereich umfangreiche Untersuchungen

zur Optimierung der Prozessschaltung möglich um den Wirkungsgrad des Kraftwerkes für jeden möglichen Lastpunkt zu maximieren. Darüber hinaus spielt die energetische und exergetische Untersuchung eine entscheidende Rolle im dynamischen Betrieb. So kommt es durch Änderungen des Systemzustandes, welche beispielsweise durch Änderung des Fahrplansollwertes oder durch Störungen hervorgerufen werden, zu einer permanenten Ein- und Ausspeicherung von Energie und Exergie. Dies kann bei mangelnder Berücksichtigung neben den damit verbundenen Exergieverlusten zu einer nichtoptimalen Güte der Generatorleistungsregelung führen.

3.4.1. Energetische Prozessbewertung

Grundlage der energetischen Prozessbewertung bildet die Bilanzierung der Energien entsprechend Gl. 2.2. Da die Bilanzierung der Energie einen fundamentalen Bestandteil der verwendeten Modelle darstellt, sind zur Prozessbewertung lediglich die Festlegung sinnvoller Bilanzgrenzen und Bezugswerte erforderlich. Auch wenn die Bilanzierung des thermodynamischen Kreisprozesses, wie in Kapitel 2.1.5 dargestellt, recht simpel erscheint, gibt es bei der Bewertung eines realen Kraftwerksprozesses zahlreiche Schwierigkeiten und Interpretationsmöglichkeiten und daher auch zahlreiche verschiedene Richtlinien zur Bestimmung des Wirkungsgrades. Einen Überblick hierzu und den dabei auftretenden Differenzen gibt [73].

Das Kraftwerk stellt ein offenes System dar, über dessen Systemgrenze eine Vielzahl von Stoff- und Wärmeströmen fließen. Für das Gesamtsystem eines Kondensationskraftwerkes sind folgende Energieströme an den Systemgrenzen zur Prozessbewertung von relevanter Größe:

- **Brennstoffenergie:** Die im Brennstoff gespeicherte Energie wird dem System zugeführt. Die Bestimmung des Brennstoffenergiestromes ergibt sich aus dem Produkt aus dem Massenstrom und dem Heizwert des Brennstoffes. Möglich ist für die Bilanzierung aus thermodynamischer Sicht auch die konsequente Verwendung des Brennwertes, jedoch soll hier, um Vergleichbarkeit mit Messwerten zu gewährleisten, die Brennstoffenergie auf den Heizwert bezogen werden. Wie in entsprechenden Richtlinien zur Wirkungsgradmessung in Dampferzeugern üblich (vgl. DIN 1942), soll hierbei der Heizwert so definiert sein, dass er der spezifischen, kalorimetrisch gemessenen Wärmemenge entspricht, die bei der Verbrennung des Brennstoffes und der Abkühlung auf 25°C abzüglich der Verdampfungsenthalpie (bei 25°C) des in den Produkten enthaltenen Wasserdampfes entspricht. Die Enthalpiedifferenz, die bei der Abkühlung der Verbrennungsprodukte von z.B. 150°C auf 25°C frei wird, ist damit entgegen anders lautender Definitionen (z.B. [34]) explizit Teil der im Brennstoff enthaltenen Energie.
- **Verbrennungsluft:** über die Verbrennungsluft wird dem System ebenfalls ein Enthalpiestrom zugeführt, der sich aus dem Massenstrom und der spezifischen Enthalpie ergibt. Zur Bilanzierung des Systems ist es hierbei notwendig, die gleichen Bezugswerte wie für die anderen Medien, welche die Systemgrenzen queren, zu verwenden.
- **Abgas:** die bei der Verbrennung entstehenden Gase sowie der zusätzliche Luftüberschuss verlassen das System in Form eines Enthalpiestroms. Da als Bezugspunkt der Heizwert gewählt wurde, was die Annahme zugrunde legt, dass das im Rauchgas enthaltene Wasser nicht kondensieren kann, wird eine Korrektur des Austrittsenthalpiestroms um die Verdampfungsenthalpie des darin enthaltenen Wasseranteils erforderlich.

- Schlacke: Ein Teil der im Brennstoff enthaltenen Asche, insbesondere die Grobasche verlässt den Kessel über entsprechende Abscheider, sodass der damit verbundene Enthalpiestrom das System verlässt.
- Unverbranntes: Sowohl in der Schlacke, als auch in der mit dem Rauchgas transportierten Flugasche befindet sich stets ein Anteil unverbrannter Brennstoff. Es wird also nicht die gesamte im Brennstoff enthaltene Energie freigesetzt. In der Regel weicht der Heizwert des unverbrannten Materials durch die Trocknung im Prozess stark vom Heizwert des Rohbrennstoffs ab.
- Strahlungsverluste: durch die nicht perfekte Isolation des Kessels und der Komponenten des Wasserdampfkreislaufes wird ein Wärmestrom an die Umgebung abgegeben. Umgangssprachlich werden diese Verluste als Strahlungsverluste bezeichnet (vgl. [74]), auch wenn der Wärmetransport hierbei in der Regel auf einem Konvektionsstrom beruht.
- Elektrische Energie: Ziel des hier beschriebenen Prozesses besteht in der Erzeugung von elektrischer Energie. Diese verlässt das System über die entsprechenden Leitungen. Bei der Betrachtung des Gesamtsystems stellt sich die Frage, ob zur Bilanzierung die Bruttoleistung oder die Nettoleistung zu Grunde gelegt wird. Die Differenz zwischen beiden Größen stellt den Eigenbedarf des Kraftwerkes dar. Bei der Betrachtung des Bruttowirkungsgrades, welche in den folgenden Ausführungen erfolgen soll, muss entsprechend DIN 1942 eine Berücksichtigung der dem Prozess zugeführten Energieströme in energetisch relevanten Antrieben z.B. Mühlenantriebe, Frischluft- und Saugzuggebläse erfolgen.
- Mechanische Verluste: Insbesondere in der Turbine, aber auch in weiteren Antrieben treten Reibungsverluste auf, die nicht über das durchströmende Fluid abtransportiert werden, sondern schlussendlich als Wärmestrom an die Umgebung abgegeben werden.
- Generatorverluste: Die Umwandlung der mechanischen Energie in elektrische Energie erfolgt nicht in idealer Weise, typischerweise ist eine Kühlung des Generators erforderlich, deren Temperaturniveau jedoch so niedrig liegt, dass die abgeführte Wärme nicht mehr sinnvoll im Prozess genutzt werden kann.
- Kühlung Kondensator: Das Grundprinzip des Clausius-Rankine-Prozesses erfordert eine Kondensation des Arbeitsmediums. Hierzu wird im Kondensator ein entsprechender Wärmestrom an das Kühlwasser übertragen und an die Umgebung abgeführt.

Für den untersuchten Kraftwerkstyp eines Braunkohlekraftwerkes sind typische Größenordnungen für die Verteilung der Energieströme über die Systemgrenzen in Abb. 3.6 dargestellt.

3.4.2. Exergetische Prozessbewertung

Zur genaueren Untersuchung der Kraftwerksprozesse spielt nicht nur die Quantität der Energieströme eine Rolle, sondern auch ihre Qualität. Zur Bewertung der Qualität einer Energie wird die Exergie genutzt. Mit ihrer Hilfe lässt sich bestimmen, welcher Anteil einer Energiemenge sich in einem idealen thermischen Prozess in technische Arbeit umwandeln ließe. Der Anteil, welcher sich nicht mehr umwandeln lässt, wird als Anergie bezeichnet.

Wie bei der Bilanzierung der Energie ist auch für die Exergie eine Bilanzgleichung zu erfüllen, wobei die Exergie im Unterschied zur Energie keine Erhaltungsgröße darstellt und damit die Möglichkeit eines Exergieverlustes berücksichtigt werden muss, wie in Gl. 3.15 zu erkennen:

$$\frac{dE_{\text{Sys}}}{dt} + \dot{E}_V = \dot{W}_t + \dot{E}_Q + \dot{E}_B + \sum_i \dot{m}_i e_{i,U} \quad (3.15)$$

Die Exergie kann die Systemgrenzen, wie auf der rechten Seite in Gl. 3.15 dargestellt, in Form von Leistung, eines Wärmestroms oder eines Stoffstroms überschreiten. Auf der linken Seite stehen die Exergieänderung im System und der Exergieverlust. Technische Arbeit, chemisch gebundene Energie oder elektrische Energie enthalten keine Anergie, damit kann der jeweilige Energiestrom mit dem Exergiestrom gleichgesetzt werden. Der Exergiestrom des Brennstoffmassenstromes, welcher dem System Kraftwerk zugeführt wird, kann analog zum Energiestrom anhand Gl. 3.16 aus dessen Massenstrom und Heizwert bestimmt werden:

$$\dot{E}_B = \dot{m} \cdot H_U \quad (3.16)$$

Die Möglichkeit der Nutzung des Brennwertes H_O zur Bestimmung besteht ebenfalls und führt in Abhängigkeit der genauen Definition des Heizwertes zu abweichenden Ergebnissen. In der folgenden Betrachtung soll die Definition des Heizwertes entsprechend Gl. 3.17 erfolgen, wodurch bei einer Referenztemperatur von 25°C der Exergiegehalt des Differenzterms null wird.

$$H_U = H_O - \Delta h_{v,f}(25^\circ\text{C}) \cdot X_{\text{H}_2\text{O}} \quad (3.17)$$

Die Exergie der Wärme lässt sich entsprechend Gl. 3.18 aus dem Integral des Carnot Wirkungsgrades über den Wärmestrom bestimmen. Für diskrete Temperaturniveaus, wie sie in der Regel in Modellen vorliegen vereinfacht sich dieses Integral zu einem Produkt.

$$\dot{E}_Q = \int \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) \delta\dot{Q} \quad (3.18)$$

Auch die Exergie der Wärme ist abhängig vom Umgebungszustand U . Die spezifische Exergie eines Stoffstromes $e_{i,m}$ berechnet sich aus der Enthalpie sowie der kinetischen und potentiellen Energie, siehe Gl. 3.19

$$e_{i,m} = \left[h_i - h_U + \frac{c_i^2}{2} + gz_i - T_U(s_i - s_U) \right] \quad (3.19)$$

Im Gegensatz zur Energiebilanz lässt sich im Fall der Exergiebilanz aufgrund des zusätzlichen Terms des Exergieverluststromes \dot{E}_V die Änderung des Systeminhaltes nicht mehr über die Summe der Zu- und Abflüsse ermitteln.

Zur Lösung der Exergiebilanz zur Bewertung von Kraftwerksprozessen bieten sich dennoch verschiedene Möglichkeiten. Im stationären Fall entfällt die zeitliche Änderung des Systeminhaltes nach der Zeit $\frac{dE_{\text{Sys}}}{dt}$, daher können Exergieverluste in stationären Arbeitspunkten für das Kraftwerk weiterhin über die Summe der Zu- und Abflüsse bestimmt werden. Für das untersuchte Kraftwerk sind die hierbei ermittelten Exergieströme im Vergleich zu den Energieströmen in Abb. 3.6 dargestellt. Für die Bewertung von dynamischen Prozessen spielt mitunter gerade die Ein- und

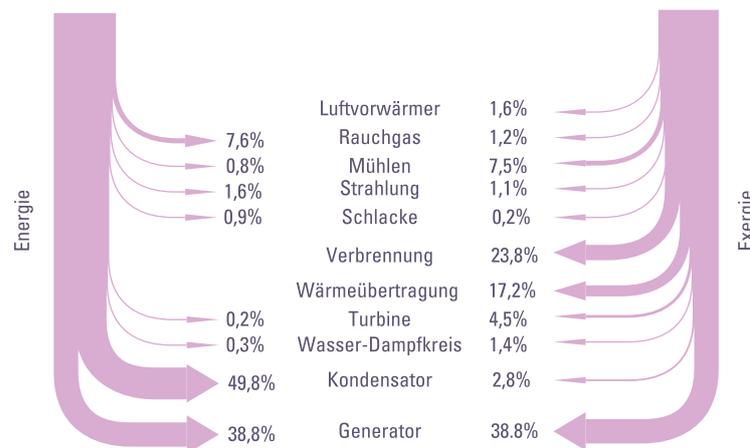


Abb. 3.6.: Verteilung der Energie- und Exergieverluste über die Systemgrenzen des untersuchten Braunkohlekraftwerkes im Volllastpunkt

Ausspeicherung von Exergie im System eine wichtige Rolle, beispielsweise bei der Bereitstellung von Systemdienstleistungen. Über die vereinfachende Annahme, dass sich der Wert des Exergieverlustes nur geringfügig im Vergleich zur Ein- und Ausspeicherung ändert, also $\frac{dE_{\text{Sys}}}{dt} \gg \frac{dE_V}{dt}$, kann auch hier die Exergieänderung anhand der Änderungen der Zu- und Abflüsse ermittelt werden, wenn auf der linken Seite der Exergiebilanz der stationäre Exergieverlust subtrahiert wird. Hierbei kann sowohl der stationäre Exergieverlust des Ausgangspunktes, als auch der des Endpunktes der Zustandsänderung, als auch ein Mittelwert aus beiden genutzt werden. Diese Annahme trifft für die Bereitstellung von Energie aus prozessinternen Speichern, wie sie im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden, zwar häufig zu, für einige Fälle, gerade bei Änderung der Brennstoffzufuhr, ist sie jedoch in der Regel nicht erfüllt. Im allgemeinen Fall muss die Änderung des Exergieinhaltes eines Systems also explizit bestimmt werden. Der Exergieinhalt eines homogenen Teilsystems $E_{j,\text{Sys}}$ lässt sich über Gl.3.20 bestimmen.

$$E_{j,\text{Sys}} = U_j - U_U + E_{\text{kin},j} + E_{\text{pot},j} + p_U(V_j - V_U) - T_U(S_j - S_U) \quad (3.20)$$

Für die genaue Berechnung der dynamischen Exergiebilanz ist also die exakte Kenntnis aller Zustandspunkte im System erforderlich. Diese ist für reale Prozesse nicht vorhanden, lässt sich aber anhand des Modells näherungsweise erlangen. Hierdurch ist das dynamische Modell in der Lage, nicht nur stationär, sondern auch für den dynamischen Fall Teilsysteme oder den Gesamtprozess exergetisch zu bilanzieren.

4. Modell des Kraftwerkes

Das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Gesamtmodell des untersuchten Kraftwerkes ist modular aufgebaut. Die Einzelmodelle lassen sich dabei entweder der Gruppe der mittels physikalischen Gleichungen abgebildeten Prozessmodelle zuordnen, oder der mittels mathematischer Operatoren abgebildeten Leittechnik. Dieser Abschnitt gibt einen Überblick über die wesentlichen implementierten Teilkomponenten und deren Interaktion. Für eine detaillierte Beschreibung der physikalischen Teilmodelle wird auf Anhang A verwiesen, eine schematische Abbildung der hinterlegten Leittechnikstrukturen ist in Anhang B zu finden.

4.1. Prozessmodell

Das Gesamtmodell besteht, analog wie die reale Anlage, aus Teilsystemen bzw. -modellen, welche die einzelnen verfahrenstechnischen Komponenten abbilden. Die Teilmodelle beruhen auf den im Kapitel 2 beschriebenen physikalischen Grundlagen. Neben der Kopplung der physikalischen Modelle ist das Kraftwerksmodell mit einem realitätsnahen Abbild der Blockleittechnik gekoppelt, welches im anschließenden Abschnitt beschrieben wird. Die im Modell dargestellten Teilmodelle und ihre Verschaltung sind in Abb. 4.1 dargestellt. Da viele Teilkomponenten im Kraftwerksprozess einen ähnlichen Aufbau bzw. eine gleiche Funktion haben, können Modellansätze für verschiedene Komponenten unter Anpassung von Parametern und Untermodellen verwendet werden. Die verschiedenen Teilmodelle sind daher entsprechend ihres Aufbaus bzw. Modellierungsansatzes unterschiedlich farblich dargestellt. Die Modellierungstiefe der Teilmodelle unterscheidet sich hierbei in Abhängigkeit ihres jeweiligen Einflusses auf die stationäre und dynamische Genauigkeit des Gesamtprozesses.

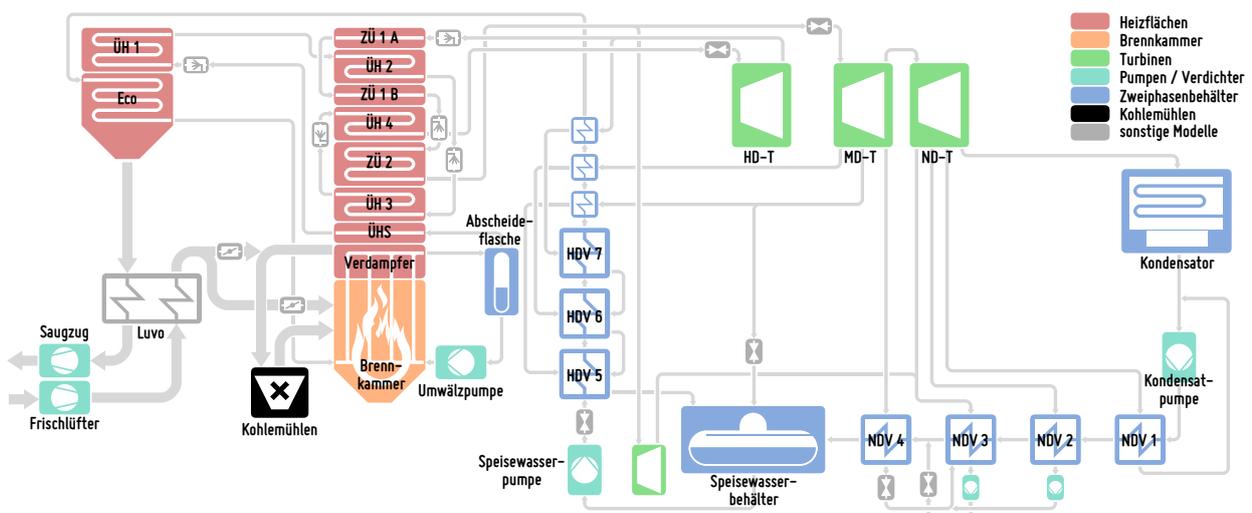


Abb. 4.1.: Struktur des dynamischen Modells

Die in Abb. 4.1 in rot illustrierten Heizflächenmodelle entsprechen in Aufteilung und Anordnung sowie den Geometrieparametern dem realen Kraftwerk. Die Modelle dieser Rohrbündelwärmeüber-

trager sind eindimensional in Strömungsrichtung aufgelöst und berechnen sowohl die Strömungen auf der Seite des Rauchgases, als auch auf der Seite des Arbeitsmediums. Hierraus errechnet sich die Wärmeübertragung von den Medien auf die Rohrwand sowie die Wärmeleitung in radialer Richtung der Rohre, siehe Anhang A.3.

Neben den Heizflächen haben Behälter mit größeren Fluidvolumina in flüssiger Form (blau dargestellt) aufgrund der darin enthaltenen hohen Energiemengen großen Einfluss auf die Dynamik des Prozesses. Diese werden daher entsprechend ihrer Geometrie im Modell dargestellt und für die Flüssigkeits- und Dampfphase bilanziert, sodass Füllstandsänderungen und somit dynamisches Ein- und Ausspeichern von Energiemengen vom Modell abgebildet werden können. Andere Modelle, wie z.B. die Turbinen (grün dargestellt) oder Ventile haben zwar aufgrund von Arbeitspunktänderungen und der damit verbundenen Änderungen der Ein- bzw. Austrittsparameter Einfluss auf den dynamischen Betrieb, jedoch nicht aufgrund der Ein- und Ausspeicherung von Energie. Derartige Modelle werden also in der Regel ohne die Berechnung der inneren Zustände modelliert, siehe Anhang A.4. Die Austrittszustände berechnen sich also quasistationär auf Grundlage der Eintrittszustände. Ähnliche Ansätze, teilweise unter Berücksichtigung eines inneren Zustandspunktes, werden auch zur Beschreibung von Pumpen und Verdichtern verwendet, bei denen Kennfelder entsprechend der Dokumentation des Kraftwerkes genutzt werden, um für die jeweiligen Betriebspunkte Austrittszustände zu ermitteln. Ist die Dynamik von Prozessen relevant, jedoch die Beschreibung mittels null- oder eindimensionaler Modelle nicht in hinreichendem Umfang möglich, können mathematische Ersatzmodelle gebildet werden. Ein Beispiel für ein solches Modell stellt der Mahlprozess der Kohle in der Mühle dar.

Ausgehend von der Struktur des realen Prozesses wurde dieser im Modell zur Steigerung der Effizienz teilweise vereinfacht, was gewisse Einschränkungen der durchführbaren Untersuchungen mit sich bringt. Wie in Kapitel 1.2 beschrieben, besteht ein Kraftwerksblock des untersuchten Kraftwerks aus zwei Kesseln, welche eine gemeinsame Turbine speisen und eine gemeinsame ND-Vorwärmerstrecke nutzen. Im Modell werden alle Komponenten nur in einfacher Ausführung abgebildet. Diese Darstellung ermöglicht Untersuchungen zum synchronen Duobetrieb, d.h. wenn beide Kessel des Kraftwerkes mit gleicher Leistung und unter gleichen Außenbedingungen laufen, was in den meisten Fällen zutrifft. Hierzu werden gemeinsam genutzte Komponenten wie die Turbine als symmetrische Hälfte der Gesamtgröße parametrisiert. Außerdem lässt sich der Monobetrieb darstellen, indem die Parameter der gemeinsam genutzten Komponenten so angepasst werden, dass sie der realen Komponente entsprechen. Einschränkung dieses Ansatzes besteht bei der Betrachtung von Effekten, bei denen Ungleichheiten zwischen den Kesseln im Duo-Betrieb einen bedeutsamen Einfluss auf den Prozess ausüben. Eine ähnliche Strukturvereinfachung wurde in Bezug auf die Mehrsträngigkeit der Wasser- und Dampfleitungen im modellierten Kessel vorgenommen. Hierbei wurden die bis zu vier parallelen Stränge der Dampfströmung im Kessel zu einem einzigen Strang zusammengefasst. Zwar haben vorangegangene Untersuchungen [25] gezeigt, dass es durchaus zu unterschiedlichen Zuständen in den Strängen kommen kann, zu deren Beschreibung ebenfalls ein austauschbares Teilmodell des Kessels entwickelt wurde, welches diese Effekte berücksichtigt, jedoch wird aus Effizienzgründen im Regelfall ein einsträngiges Kesselmodell mit gemittelten Eigenschaften verwendet.

Das Gesamtmodell ist modular aufgebaut und ermöglicht somit das einfache Austauschen von Teilsystemen. Die Prozesstechnik lässt sich wie in Abb. 4.1 in folgende Teilmodule unterteilen: Turbinensystem, Kondensatsystem, ND-Vorwärmerstrecke, Speisewasserbehälter, Turbospeisewasserpumpe, HD-Vorwärmer, Kessel mit Unterteilung in Economizer, Brennkammer mit Hauptverdampfer, Überhitzer, Abscheideflasche, sowie Kohlemühlen und Luftvorwärmer. Zur Beschreibung des Gesamtsystems inklusive der Leittechnik wird in Abhängigkeit der verwendeten Teilmodule und Anzahl der Diskretisierungselemente ein System von etwa 20.000 Gleichungen benötigt, wovon etwa 1.000 Gleichungen gewöhnliche Differentialgleichungen erster Ordnung und der Rest algebraische Gleichungen sind.

4.2. Abbildung der Leittechnik

Neben den Prozessmodellen sind auch die im Eingriff befindlichen Strukturen der Leittechnik im Gesamtmodell implementiert. Durch die Vielzahl der im Betrieb einzuhaltenden Prozessgrößen gibt es auch zahlreiche Stellorgane, um z.B. die Leistung, Temperaturen, Drücke, Füllstände oder Massenströme im zulässigen, bzw. gewünschten Bereich zu halten. Das Ansprechverhalten dieser Stellorgane bei Abweichungen der Messgrößen vom Sollwert wird maßgeblich durch die Parametrierung der entsprechenden Regler bestimmt. Damit ist die Abbildung der Leittechnikstrukturen und deren Parametrierung essentieller Bestandteil eines dynamischen Kraftwerksmodells. Die Regelkreise wurden entsprechend der Dokumentation des untersuchten Kraftwerkes [75, 76] realgetreu nachgebildet und im Gesamtmodell implementiert.

4.2.1. Struktur des Blockleitsystems

Der Aufbau der Leittechnik erfolgt entsprechend Abb. 4.2 in hierarchischer Form. Neben ihrer Kernfunktionalität, der Blockführung besteht die Leittechnik aus einer Vielzahl von untergeordneten Steuer- und Regelkreisen für die Führung der zahlreichen Komponenten und Hilfsaggregate. Abb. 4.2 zeigt die Struktur des Blockleitsystems des untersuchten Kraftwerkes.

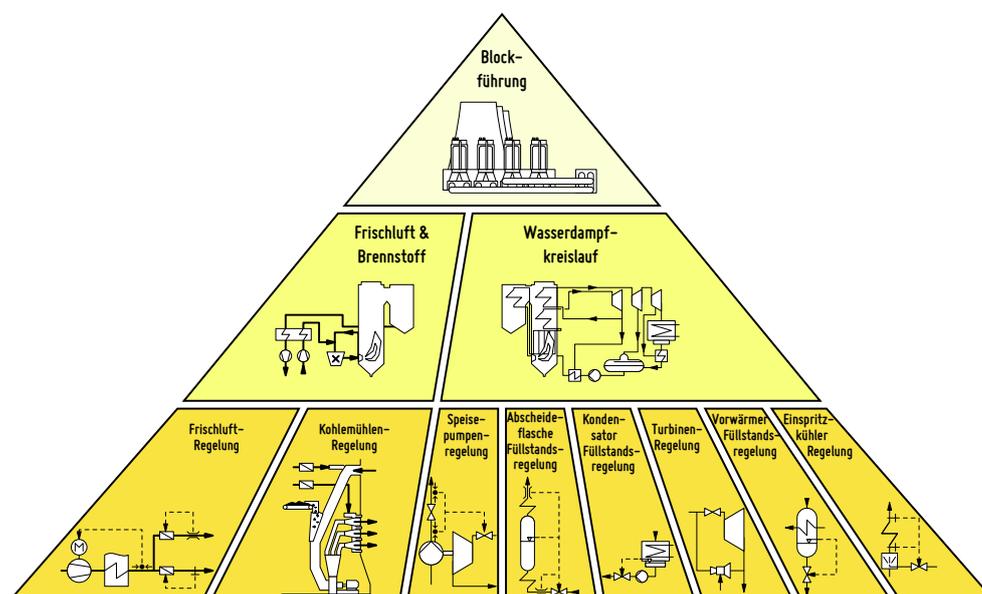


Abb. 4.2.: Übersicht über die im dynamischen Modell hinterlegte Leittechnik

Auf der obersten Ebene liegt die Blockführung mit der Aufgabe, die eingehende Leistungsanforderung des Lastverteilers bzw. Anforderungen zur Erbringung von Systemdienstleistungen zu einer korrespondierenden Feuerungsleistung weiterzuverarbeiten bzw. im Fall der aktiven Primär- bzw. Sekundärregelung einen schnell wirkenden inneren Speicher, also eine Sekundenreserve-Maßnahme zu aktivieren.

4.2.2. Konzept der modellgestützten Blockregelung

Stand der Technik zur Regelung der Generatorwirkleistung stellt das modellgestützte Blockregelkonzept entsprechend [77], [78] dar, welches ebenfalls im Referenzkraftwerk implementiert ist und schematisch in Abb. 4.3 dargestellt ist. Dieses Konzept beinhaltet eine prozessmodellgestützte Vorsteuerung mit dynamischer Sollwertführung für die Generatorwirkleistung. Im Idealfall ist das Übertragungsverhalten vom realen Kraftwerksblock und dem Prozessmodell identisch oder zumindest ähnlich, sodass die dynamisch geführten Sollwerte den Istwerten entsprechen. Somit greift der Leistungsregler gar nicht oder nur schwach in den Prozess ein.

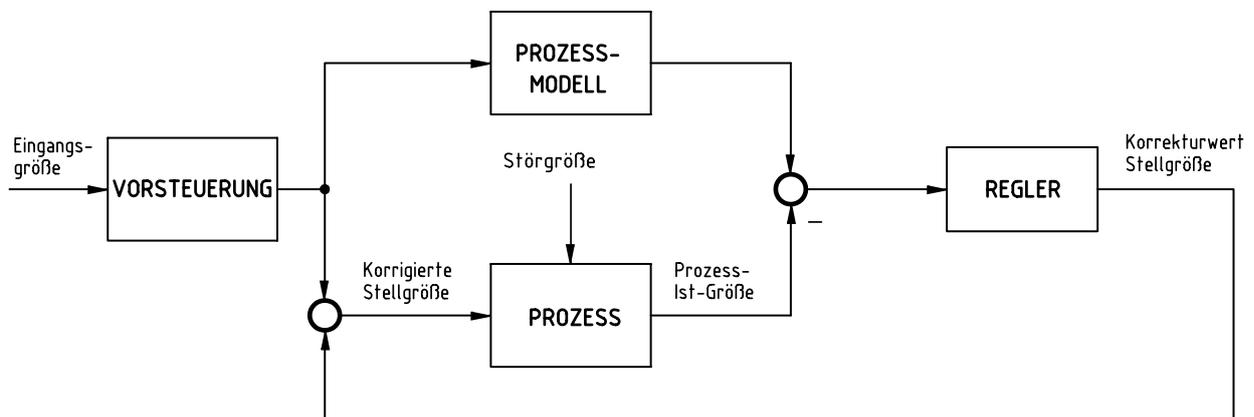


Abb. 4.3.: Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung nach [57]

Das hierbei verwendete Prozessmodell, welches den erwarteten Systemausgang vorherzusagen versucht, stellt eine dynamische Nachbildung des Kraftwerksprozesses in Form einer Übertragungsfunktion (siehe Abschnitt 3.2.1) dar und wird auch als „Prädiktor“ bezeichnet. Es bildet den dynamischen Prozess der Leistungsänderung von der Änderung der Brennstoffzufuhr bis hin zur Änderung der Generatorleistung nach. Das Ausgangssignal des Prädiktors wird mit den tatsächlichen Istwerten der Anlage verglichen. Die verbleibenden Abweichungen werden an die unterlagerte Brennstoffregelung weitergeleitet und dadurch die zugehörige Stellgröße, also der Brennstoffmassenstrom durch den eigentlichen Regler korrigiert.

In ähnlicher Weise werden auch schnelle Systemdienstleistungsanforderungen, beispielsweise die durch Abweichungen der Netzfrequenz vom Sollwert hervorgerufene Primärregelanforderung von der Blockführung verarbeitet, mit dem Unterschied, dass anstelle der Brennstoffzufuhr die Aktivierung einer Wirkleistung-Sekundenreserve-Maßnahme, z.B. durch Änderung des Frischdampfdruckes veranlasst wird.

4.2.3. Unterlagerte Regelkreise

Für die eigentlichen Eingriffe an den Stellorganen sind die in der untersten Ebene dargestellten Regelkreise in Abb.4.2 verantwortlich. Zum Teil basieren deren Sollwerte und Parameter auf Eingangsgrößen aus den überlagerten Ebenen, im Prinzip sind es aber weitestgehend eigenständige Regelkreise, man spricht daher von einem „verteilten Kontrollsystem“, oder „Distributed Control System“. Das Grundprinzip dieser lokalen Regler entspricht dem in Abb. 4.4 dargestellten Standardregelkreis. Als Regler wird üblicherweise der in Abschnitt 3.2.2 eingeführte Proportional-Integral-Regler verwendet.

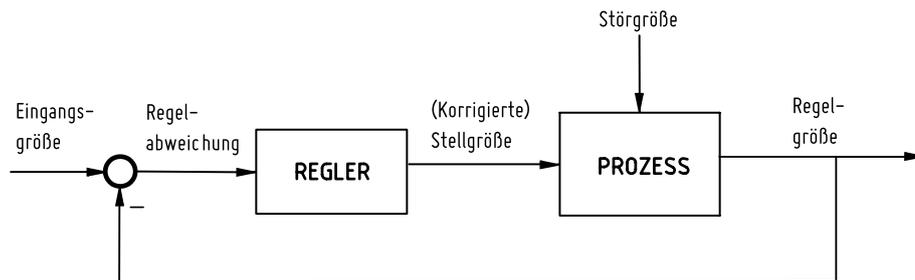


Abb. 4.4.: Funktionsprinzip des Standardregelkreises zur Einstellung der gewünschten Regelgröße

Die wichtigsten lokalen Regelkreise sind in Tab. 4.1 dargestellt. Diese sind auf der Grundlage der originalen Strukturen und Parameter des Kraftwerkes im Modell hinterlegt.

Tab. 4.1.: Übersicht der wichtigsten lokalen Regelkreise im Gesamtmodell

Regelkreis	Regelgröße	Stellgröße
Brennstoff	Feuerungswärmeleistung	Zuteilerdrehzahl
Primärluft	Sichtertemperatur	Primärluftklappenstellung
Verbrennungsluft	O ₂ im Rauchgas	Luftklappen
Frischlüfter	Druck vor Luftklappen	Drallklappen Lüfter
Saugzug	Kesseldruck (Rauchgas)	Drallklappen Lüfter
HD-Dampftemperaturen	Frischdampf Temperatur	EK-Regelventile
ZÜ-Dampftemperaturen	ZÜ-Dampf Temperatur	EK-Regelventile
Speisewassermassenstrom	Füllstand Abscheider	Speisewasserregelventil
Speisewasserpumpe	Druckdifferenz Regelventil	Drehzahl Pumpe
Kondensatpumpe	Füllstand Kondensator	Kondensatregelventil
Vorwärmer	Füllstände Vorwärmer	Abflussventilstellung

In der praktischen Umsetzung werden die entsprechenden Regelstrukturen u.a. noch durch logische Schalter, Gradientenbegrenzer, Kennlinien sowie arbeitspunktabhängige Parameter ergänzt, um in jeder Betriebssituation, also sowohl für den Normalbetrieb, als auch für das An- und Abfahren sowie Betriebsstörungen, die Regelgrößen im zulässigen Rahmen zu halten. Eine schematische Darstellung der wichtigsten im Modell hinterlegten Regelkreise ist im Anhang B zu finden.

5. Validierung

Um das Modell für spätere Untersuchungen verwenden zu können, muss dessen Gültigkeitsbereich und Genauigkeit geprüft und quantifiziert werden. Im Rahmen der Verifikation wurde die Gültigkeit von Untermodellen im Verlauf der Modellentwicklung regelmäßig getestet. Hierbei wurden zum Einen die richtige Implementierung der im Modell verwendeten physikalischen Gleichungen geprüft, zum Anderen wurden sowohl die Teilmodelle, als auch das Gesamtmodell auf die Erfüllung fundamentaler Erhaltungsgleichungen, also Massen- und Energiebilanzen geprüft.

Darüber hinaus wurden die Simulationsergebnisse des Modells bei Vorgabe unterschiedlichster Szenarien mit entsprechenden Versuchsdaten aus dem Kraftwerk verglichen und so das Modell für entsprechende Anwendungsfälle validiert. Die Validierung wurde in zwei Kategorien unterteilt. Zunächst wurde eine stationäre Validierung durchgeführt, bei der das lastabhängige Verhalten gemittelter Simulationsgrößen mit entsprechenden Messdaten des gleichen Szenarios verglichen wurde. Weiterhin wurden für ausgewählte dynamische Laständerungen zeitabhängige Verläufe ausgewählter Messdaten mit den Simulationsergebnissen verglichen. Zur Wahrung höchstmöglicher Diskretion im Bezug auf die Originalmessdaten des untersuchten Kraftwerkes wurden sowohl Messdaten, als auch Simulationsdaten in diesem Abschnitt auf einen gemeinsamen, nicht weiter spezifizierten Nominalwert bezogen.

Die Gültigkeit des Modells ist zwar auch nach sorgfältiger Validierung für den jeweiligen Anwendungsfall nicht beweisbar, jedoch kann bei Betrachtung der Simulationsergebnisse für unterschiedliche Szenarien eine relativ genaue Abschätzung der Aussagekraft der nachfolgenden Simulationsstudien bei ähnlichen Anwendungsfällen erfolgen.

5.1. Stationäre Validierung „Duo-Lastbereich“

Zur Bewertung der Modellgüte über den Lastbereich des Kraftwerkes im Duobetrieb wurden Messdaten aus verschiedenen Lastpunkten mit den entsprechenden Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Als Eingangsgrößen wurden dem Modell die in Tab. 5.1 zusammengefassten Randbedingungen vorgegeben. Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit der Szenarien zu gewährleisten, wurde versucht, die vorgegebenen Randbedingungen soweit wie möglich an die realen Versuchsbedingungen anzupassen.

Tab. 5.1.: Vorgegebene Randbedingungen zur Simulation des Referenzszenarios

Eingangsgröße	Verwendete Parameter
Sollwert Leistung	Variabler Verlauf (Kraftwerksmesswert)
Heizwert Kohle	Variabler Verlauf (Kraftwerksmesswert)
Zusammensetzung Kohle	Konstante Zusammensetzung entsprechend Referenz
Anzahl aktiver Mühlen	Variabel, Schalterpunkt nach Kraftwerksmesswert
Temperatur Ansaugluft	Konstanter Mittelwert (Kraftwerksmesswert)
Kühlwassereintrittstemperatur	Konstanter Mittelwert (Kraftwerksmesswert)

Der Betrachtungszeitraum jedes Messpunktes wurde hierbei auf mindestens 25 Minuten festgelegt, sodass von einer weitgehenden Eliminierung von Prozessschwankungen ausgegangen werden kann. Diese sind insbesondere im realen System vorhanden, beispielsweise aufgrund schwankender Brennstoffqualität oder der Zu- und Abschaltung von Nebenanlagen, werden aber auch durch Schwankungen unterlagerter Regelkreise verursacht. Als Referenz wurde ein Betriebsszenario verwendet, welches den gesamten Lastbereich des Blockes im Duobetrieb zwischen Volllast und Mindestlast abdeckt. Das Referenzszenario stammt vom 25.06.2012 (03:00 bis 08:00 Uhr). Für kesselspezifische Daten wurden Messdaten des Kessels 2 zugrunde gelegt. Von außen wird dem Kraftwerk hierbei ein Fahrplan vorgegeben, welcher in Abb. 5.1 dargestellt ist.

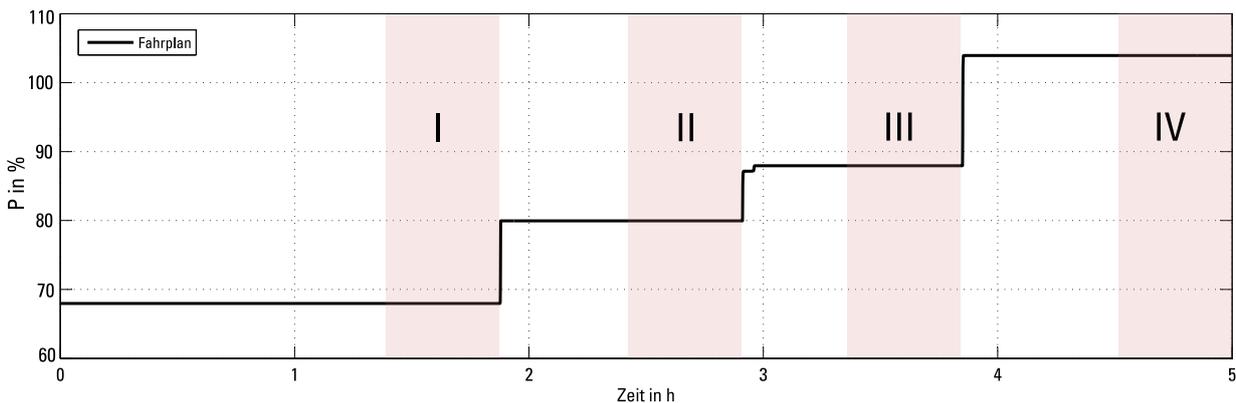


Abb. 5.1.: Vorgegebener Fahrplan als gemeinsame Eingangsgröße für Modell und Kraftwerk mit Kennzeichnung der gemittelten Validierungspunkte (I-IV)

Dabei wurden vier Betriebspunkte verglichen, wobei diese von der Niedriglast nahe der heutigen Mindestlast im Duobetrieb mit 68% (Bereich I), über Lastpunkte bei 80% (Bereich II) bzw. 88% (Bereich III) bis zur Volllast bei 104% (Bereich IV) reichen. Die Bereiche wurden dabei so gewählt, dass das System nach den dynamischen Laständerungen jeweils wieder einen stationären Punkt erreicht hat.

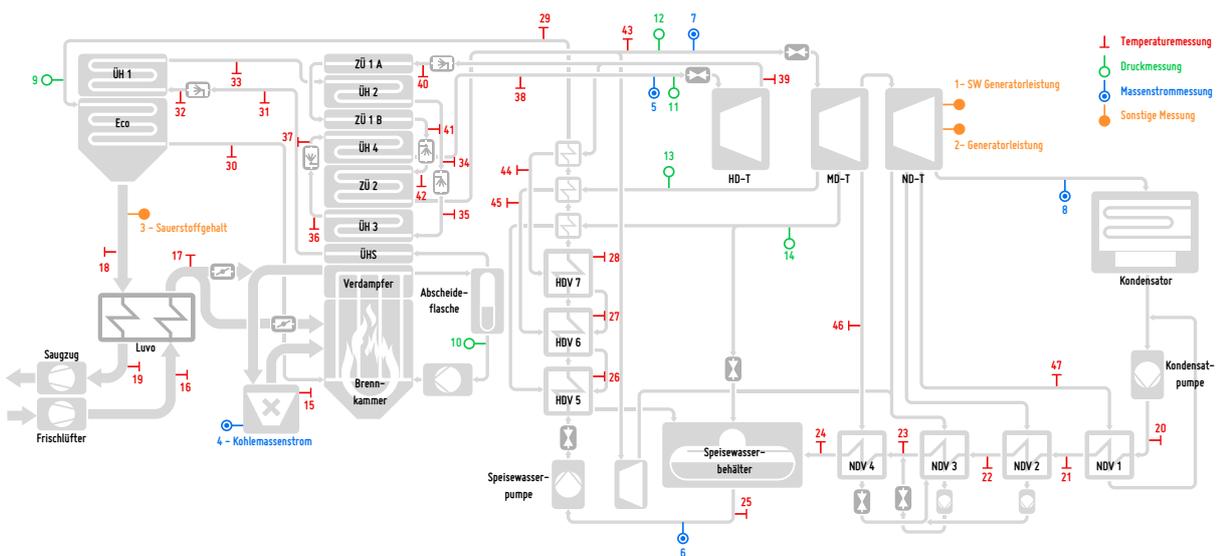


Abb. 5.2.: Übersicht über die verwendeten Messstellen zur stationären Validierung des Modells

Zur stationären Validierung des Modells wurden verschiedene Messstellen definiert, an denen Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen werden. Eine Übersicht der verwendeten

Messstellen ist in Abb. 5.2 dargestellt. Im Rahmen der Vorbetrachtung kann hierbei festgehalten werden, dass die verwendeten Messwerte des Prozessleitsystems nur mit Vorsicht zur Beurteilung der Modellgüte verwendet werden können, da auch die Messdaten teilweise mit erheblichen Messunsicherheiten versehen sind, die nicht immer genau quantifiziert werden können. Diese können beispielsweise durch nicht (mehr) gültige Kalibrierung, Fehler beim Einbau der Messfühler oder alterungsbedingte Abnutzungen oder Ablagerungen an den Messfühlern verursacht werden. Zur Abschätzung der Messunsicherheiten der genutzten Messpunkte wird auf Vergleichsmessungen im Rahmen der Wirkungsgradmessung [79] verwiesen, worin relative Abweichungen der zur Validierung genutzten Messstellen im Vergleich zur kalibrierten Versuchsmesstechnik dargestellt sind.

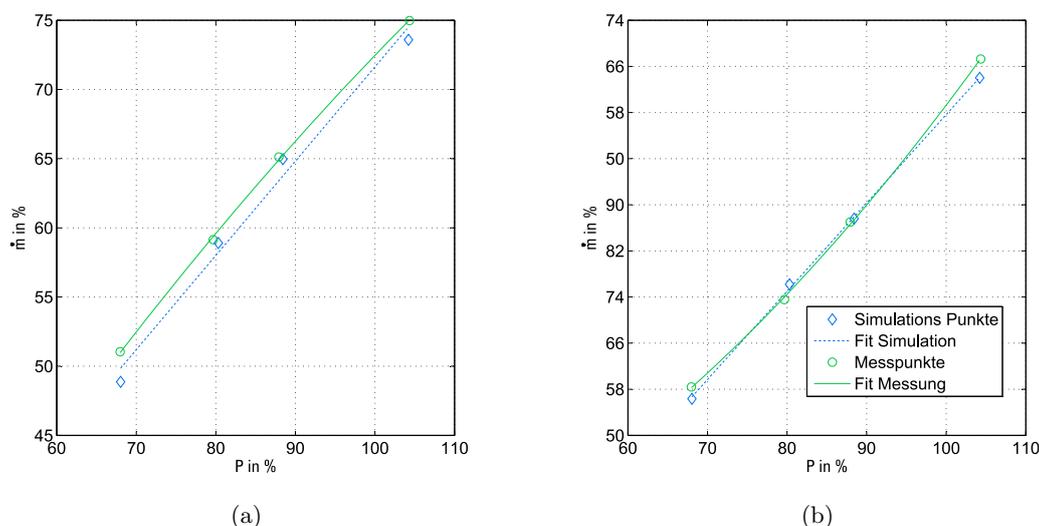


Abb. 5.3.: Kohlemassenstrom (a) und Frischdampfmassenstrom (b) des simulierten Kessels über der Generatorleistung des Blockes, Simulation in blau, Messung in grün

Ergebnisse der stationären Validierung über der Generatorleistung sind in Abb. 5.3 dargestellt. Beim Vergleich des simulierten Kohlemassenstromes mit den Messwerten fällt auf, dass das Modell bei gleicher Last etwas weniger Brennstoff benötigt, also der Gesamtwirkungsgrad des Prozesses geringfügig höher liegt. Bei Betrachtung des Frischdampfmassenstromes kann festgestellt werden, dass dieser im Modell zwar ebenfalls geringer ausfällt als in den Messwerten, die Abweichungen jedoch nochmals sehr viel geringer sind. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass der Wasserdampfkreislauf sehr akkurat mit dem Modell abgebildet wurde, bei der Abbildung des Kesselwirkungsgrades für das betrachtete Szenario jedoch leichte stationäre Differenzen bestehen, die z.B. durch ungenaue Beschreibung von Strahlungsverlusten verursacht werden.

Um einen kompakten Überblick über die Genauigkeit der Modellergebnisse im Vergleich zu Messwerten aus der Prozessleittechnik des Kraftwerkes zu geben, wurden in Abb. 5.4 jeweils die relativen Abweichungen f der simulierten Werte dargestellt. Diese wurde entsprechend Gl. 5.1 bestimmt:

$$f = \left| \frac{y_M - y_S}{y_M} \right| \cdot 100\% \quad (5.1)$$

Die Nummerierung entspricht hierbei der Position in der Übersicht der verwendeten Messstellen (Abb. 5.2). Bei der Bestimmung der relativen Abweichung wurden hierbei Temperaturdifferenzen

zwischen Messung und Simulation auf den durchschnittlichen Messwert des Betriebspunktes in °C, Druckdifferenzen in bar und Massenströme in kg/s bezogen. In dieser Betrachtung zeigen also beispielsweise die Nummern 4 und 5 die Abweichungen für den Kohle-, bzw. Frischdampfmassenstrom analog zu Abb. 5.3.

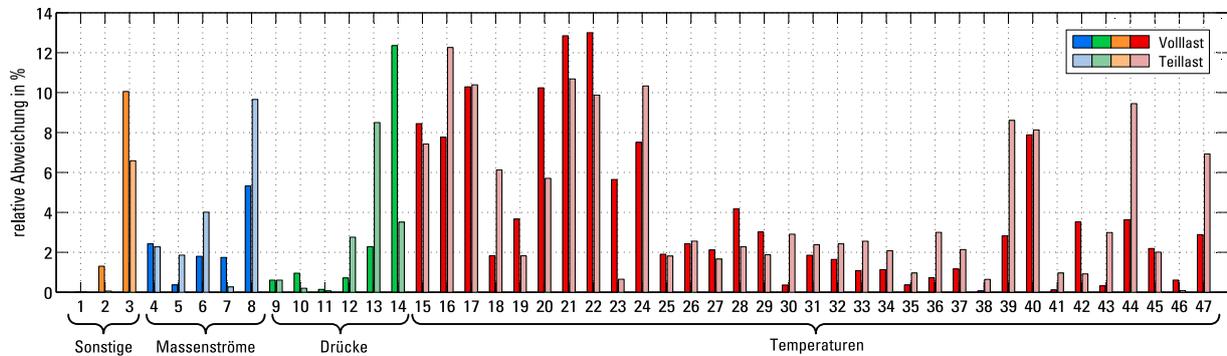


Abb. 5.4.: Relative Abweichungen der Modellmesspunkte von den Versuchsmessdaten für den stationären Betrieb in Volllast (dunkel) und Teillast (hell), Nummerierung der Messstellen entsprechend Abb. 5.2

Bei der Untersuchung stationärer Abweichungen fallen hierbei einige Messpunkte besonders auf. Nummer 3 zeigt die Abweichung beim Sauerstoffgehalt des Rauchgases von ca. 10 % in Volllast. Bei Betrachtung der Versuchsdaten fällt auf, dass gerade der Sauerstoffgehalt in Abhängigkeit der Brennstoffzusammensetzung starken Schwankungen unterworfen ist. Im Volllastpunkt sind Schwankungen des Sauerstoffgehaltes im Rauchgas von 2,8 bis 3,6 vol.% üblich, was Abweichungen von über 20 % entspricht. Der Sollwert, welcher über die Luftregelung nachgefahren wird, stammt hierbei aus der Stickoxidregelung, deren exakte Nachbildung die Nutzung hochauflöser CFD-Simulationen erforderlich machen würden. Jedoch sind dessen Auswirkungen auf den Gesamtprozess von untergeordneter Bedeutung, sodass der gewählte Modellierungsansatz ein vernünftiges Maß an Genauigkeit darstellt. Weiterhin sind größere Abweichungen an Position 14 (Druck vor HDV 5) zu erkennen. Diese können zum Teil mit dem geringen Absolutwerten des Druckes an dieser Stelle erklärt werden. Diese Abweichungen verdeutlichen gleichzeitig einen Schwachpunkt der gewählten Vergleichsmethode: relative Abweichungen, beispielsweise im hohen Temperaturbereich (Nummer 25-38) fallen vergleichsweise gering aus, für geringe Temperaturniveaus (16-24) sind diese eher höher. Eine dennoch zu erwähnende Abweichung besteht bei den Temperaturen am Ein- und Austritt des Luftvorwärmers (Position 16 und 17). Eine mögliche Ursache der Abweichung stellen nicht akkurat abgebildete Falschlufteinbrüche der Frischluft in das Rauchgas und umgekehrt dar. Darüber hinaus wurden speziell an dieser Stelle hohe Unsicherheiten bei der Prozessmesstechnik festgestellt [79].

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das Modell in Bezug auf die stationäre Genauigkeit über den gesamten Lastbereich im Duo-Betrieb Ergebnisse liefert, die mit den Messwerten des Kraftwerks übereinstimmen. Abweichungen der Modellrechnung liegen etwa im Bereich der Messunsicherheiten, wobei diese, wie eingangs erwähnt, nur schwer zu quantifizieren sind.

5.2. Stationäre Validierung „Mono-Lastbereich“

Neben dem Duo-Betrieb können die Turbinen der Kraftwerksblöcke auch mit nur einem der beiden Kessel betrieben werden. Diese Betriebsart ermöglicht eine sehr hohe Flexibilität, da die Mindestlast

auf etwa 36% abgesenkt werden kann, ohne die Turbine außer Betrieb zu nehmen. Aus modellierungstechnischer Sicht kann diese Betriebsart, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, durch Anpassung der Parametrierung in Dampfturbine, Kondensator und NDV-Strecke abgebildet werden.

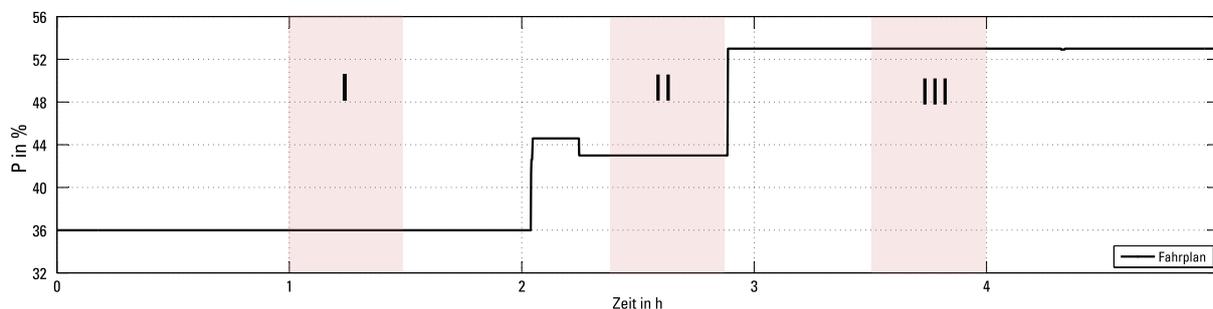


Abb. 5.5.: Vorgegebener Fahrplan im Monobetrieb als gemeinsame Eingangsgröße für Modell und Kraftwerk mit Kennzeichnung der gemittelten Validierungspunkte (I-III)

Wesentliche Änderungen im Prozess sind daher im Bereich der Turbinen, bzw. deren Anzapfungen zu erwarten. Weiterhin findet von leittechnischer Seite eine Anpassung des Frischdampfdruck-sollwertes von ca. 162 bar im Duo-Betrieb auf ca. 120 bar im Mono Betrieb statt, wodurch es auch im Kesselbereich zu erheblichen Änderungen der Zustände kommt. Das Validierungsszenario deckt auch hier den gesamten Lastbereich zwischen Mindestlast und Volllast ab. Die Referenzdaten stammen vom 25.11.2012 (06:00 bis 11:00 Uhr) aus dem untersuchten Kraftwerksblock. Als Randbedingungen wurden, analog zur Validierung des Duo-Betriebes, an den in Tab. 5.1 dargestellten Punkten Eingangsgrößen vorgegeben. Hierbei wurden, wie in Abb. 5.5 dargestellt, drei Lastpunkte, 36% (Bereich I), 43% (Bereich II) und 53% (Bereich III) verglichen. Ebenfalls wurden Werte an den Lastpunkten über eine Dauer von knapp 30 Minuten gemittelt, um stochastische Schwankungen zu eliminieren.

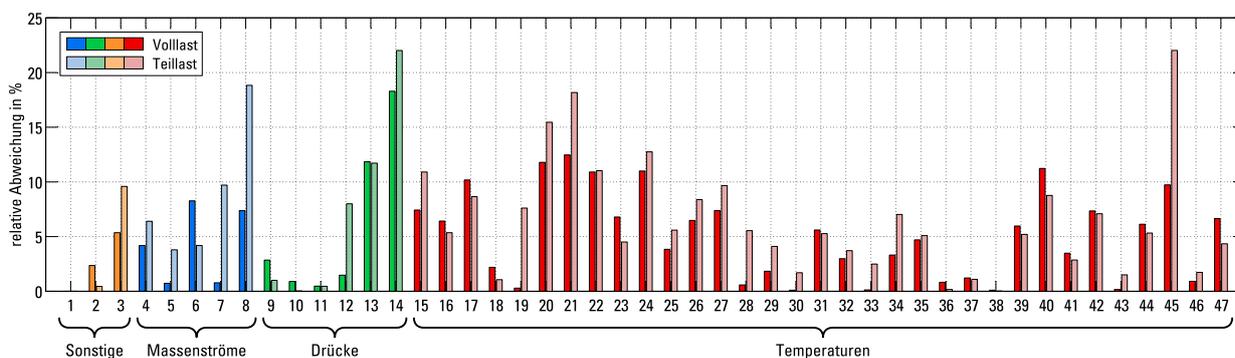


Abb. 5.6.: Relative Abweichungen der Modellmesspunkte von den Versuchsmessdaten für den stationären Betrieb in Volllast (dunkel) und Teillast (hell) des Mono-Betriebes, Nummerierung der Messstellen entsprechend Abb. 5.2

Eine umfassende Validierung des Modells erfolgt auch hier über die Betrachtung der relativen Abweichungen zwischen Messung und Simulation an insgesamt 47 Vergleichspunkten, siehe Abb. 5.6. Die Vergleichspunkte sind identisch zu den bei der Validierung des Duo-Betriebs genutzten Punkten (Abb. 5.2). Bezogen auf die relative Abweichung zwischen Messungen und Simulation, sind im Vergleich zum Duo-Betrieb ähnliche Größenordnungen zu erkennen. Für den Großteil der Messpunkte beträgt die Abweichung weniger als 10 %. In Teillast sind meist höhere Abweichungen zu verzeichnen, als in Volllast. Verhältnismäßig hohe Abweichungen sind hier beispielsweise an der

Druckmessung der Turbinenanzapfung zum HDV 5 (Position 14), sowie an der Temperatur des Anzapfdampfes vor HDV 6 (Position 45) in Teillast zu erkennen.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass grundlegende thermodynamische Zusammenhänge auch für die Betriebsart mit nur einem Kessel vom Modell mit hinreichender Genauigkeit wiedergegeben werden können.

5.3. Dynamische Validierung

Um das instationäre Verhalten des Modells zu validieren und somit die Aussagekraft des Modells für die Untersuchung der Kraftwerksdynamik zu beurteilen, sind neben der durchgeführten stationären Validierung auch zeitabhängige Verläufe aus der Simulation mit den Messpunkten der Prozessleittechnik zu vergleichen. Als Referenzszenario wurde hierfür ebenfalls der im vorigen Abschnitt beschriebene Zeitraum genutzt, jedoch um einen negativen Lastwechsel, d.h. von Volllast auf Mindestlast, erweitert. In den folgenden Diagrammen sind jeweils die Simulationsergebnisse als gestrichelte Linien, die Messwerte als durchgezogene Linien dargestellt. Wie im vorigen Kapitel bereits beschrieben, muss bei der Gegenüberstellung mit Messwerten stets deren Genauigkeit diskutiert werden. In Bezug auf die Dynamik der Messwerte wird die Abschätzung nochmals erschwert. Zwar ist bekannt, dass beispielsweise Temperaturfühler, die sich in einer Umhüllung befinden oder bereits mit Ablagerungsschichten überzogen sind eine gewisse Eigendynamik aufweisen, jedoch kann diese nicht genau quantifiziert werden.

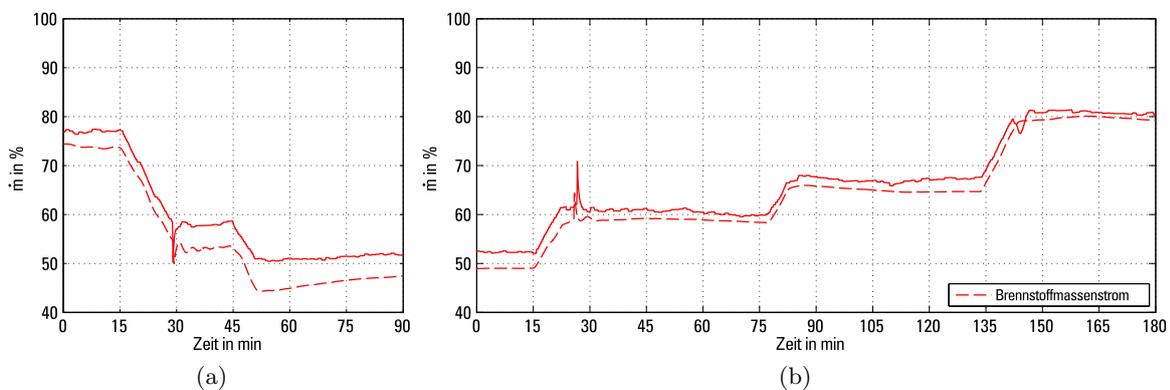


Abb. 5.7.: Validierung des Brennstoffmassenstroms für eine negative (a) und eine positive (b) Laständerung

Der zeitliche Verlauf der Brennstoffzufuhr für das Referenzszenario ist in Abb. 5.7 dargestellt. Der Brennstoffverlauf ist in erster Linie die Ausgangsgröße der Blockführung (siehe Kapitel 4.2.2), wird also im Wesentlichen über eine Gradientenbegrenzung aus dem vorgegebenen Fahrplan bestimmt und entsprechend des dynamischen Systemverhaltens korrigiert. Auf der linken Seite von Abb. 5.7 ist ein negativer Lastwechsel von Volllast auf Duo-Mindestlast dargestellt, auf der rechten Seite der Hochfahrvorgang von Teil- auf Volllast. Wie bereits bei der stationären Validierung zu erkennen war und diskutiert wurde, besteht eine leichte stationäre Abweichung zwischen Messung und Simulation. Im Bezug auf die Dynamik kann anhand der Ergebnisse festgehalten werden, dass die wesentlichen Effekte wiedergegeben werden können. Die bestimmenden Laständerungsgradienten sind dabei entsprechend in der Leittechnik des Kraftwerkes im Modell hinterlegt. Neben den Lastwechseln sind insbesondere die Schaltpunkte der Zu- und Abschaltung einzelner Kohlemöhlen

als Störgrößen zu erkennen. Im Volllastbetrieb sind hierbei pro Kessel fünf Mühlen aktiv, in tiefer Teillast nur vier. Die Zeitpunkte der Zu-, bzw. Abschaltung können vom Leitstandfahrer manuell gewählt werden. Wie anhand des Sprunges in den Messdatenverläufen zu erkennen ist, fand die Abschaltung der fünften Mühle beim negativen Lastwechsel etwa bei Minute 30 statt. Für die Zuschaltung der Mühlen im positiven Lastwechsel kann ebenfalls eine Störung, etwa bei Minute 28, beobachtet werden. Eine weitere Störung der gemessenen Brennstoffmenge ist zwischen Minute 135 und 150 der positiven Laständerung zu erkennen. Diese stammt vermutlich aus der Korrektur der Primärregelung, die jedoch im Modellszenario nicht aktiviert war, da sie, wie in [26] gezeigt, separat validiert wurde.

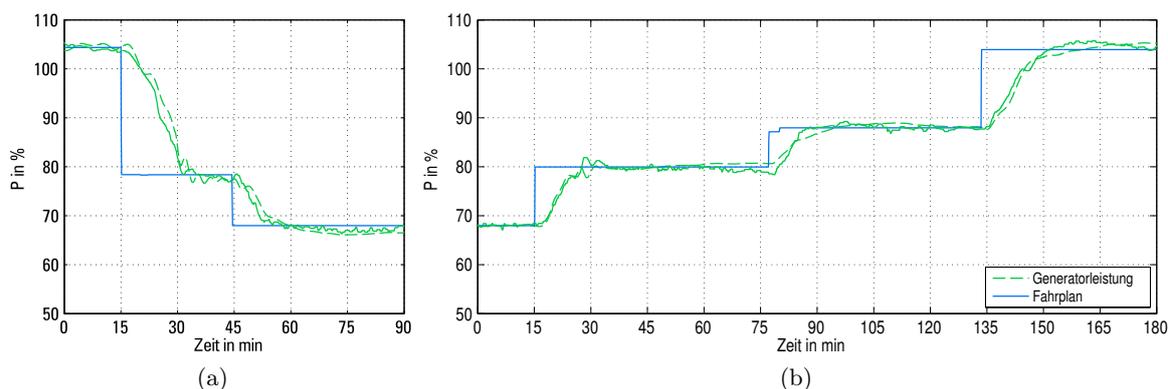


Abb. 5.8.: Validierung der Generatorleistung für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

In Abb. 5.8 sind der Fahrplan des Kraftwerkes und die gemessene und simulierte Generatorleistung gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung der Haupteingangsgröße (Fahrplan) und der wesentlichen Ausgangsgröße (Generatorleistung) ermöglicht einen Vergleich der Gesamtdynamik.

Es ist zu erkennen, dass wesentliche dynamische Vorgänge vom Modell sehr genau wiedergegeben werden können. Sowohl die Anstiege der Rampen, als auch die Größenordnung der wesentlichen Prozessschwankungen können vom Modell dargestellt werden, allerdings ist auch zu erkennen, dass kleinere stochastische Schwankungen in den Messsignalen vorhanden sind, die vom Modell nicht abgebildet werden. Die Störung bei der Zuschaltung der Kohlemühle bei ca. 30 Minuten im positiven Lastwechsel kann vom Modell in Bezug auf Überschwingweite und Ausregelzeit dargestellt werden, jedoch muss hierbei betont werden, dass entsprechende Parameter der Mühlendynamik (siehe Anhang A.1) auf das Szenario angepasst wurden.

Abb. 5.9 zeigt die Frischdampf- und Speisewassermassenströme als Vergleich zwischen Messung und Simulation. Auch hierbei ist zu erkennen, dass die grundlegende Dynamik des Prozesses wiedergegeben werden kann. Neben den Rampen der Laständerungen sind auch hier die Störeinflüsse der Mühlenschaltungen als wesentliche Einflüsse erkennbar. So kann bei der Abschaltung der Mühle nach ca. 30 Minuten ein Unterschwinger der Frischdampfmenge in ähnlicher Größenordnung in Simulation und Messung festgestellt werden. Hieraus und aus dem ähnlichen dynamischen Verhalten kann geschlossen werden, dass die Dynamik der Speisewasserversorgung und der beteiligten Komponenten, insbesondere des hierbei dominierenden Abscheidersystems und dessen Füllstandsregelung korrekt abgebildet wurden.

Auch die Betrachtung der Druckverläufe in Abb. 5.10 zeigen eine hohe Übereinstimmung von Messung und Simulation. Der Frischdampfdruck, welcher im untersuchten Szenario im Festdruck-

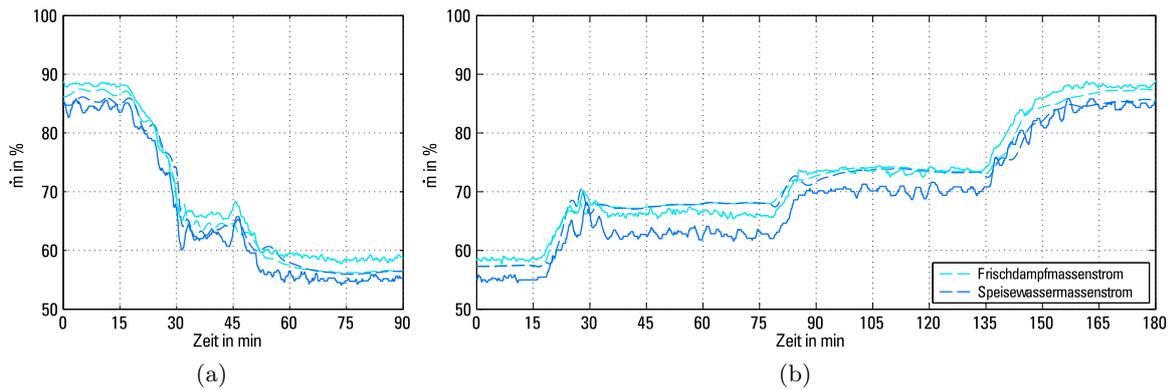


Abb. 5.9.: Validierung der Speisewasser- und Frischdampfmassenströme für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

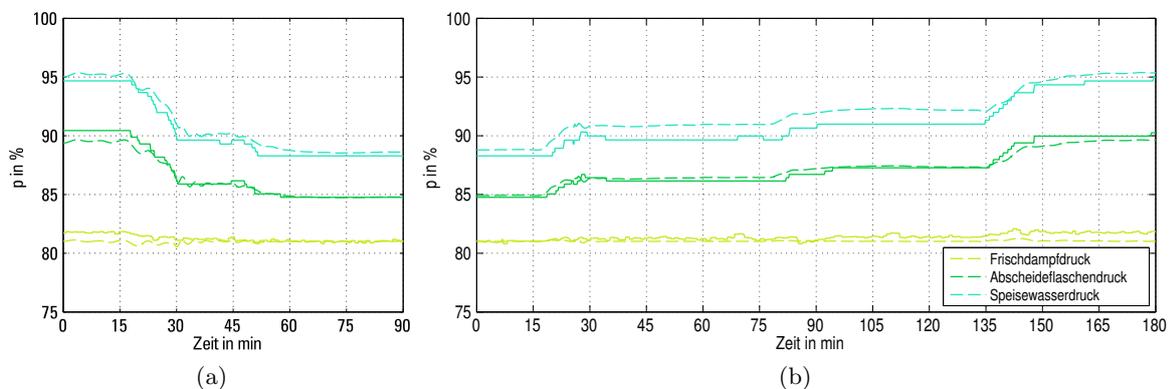


Abb. 5.10.: Validierung der HD-Kesseldrücke für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

betrieb über den gesamten Lastbereich geregelt wird, ändert sich nur geringfügig durch Störungen, da der unterlagerte Regelkreis sehr schnell ist. Der Speisewasserdruck und der Druck in der Abscheideflasche ändern sich aber aufgrund des vom Durchfluss abhängigen Druckverlustes über den Kessel. Die Ergebnisse zeigen auch in Bezug auf die Kesseldrücke, dass Simulation und Messung in weiten Teilen übereinstimmen.

In Abb. 5.11 sind die Verläufe der Dampftemperaturen am Austritt der jeweiligen Heizflächen gegenübergestellt. Die Betrachtung der stationären Arbeitspunkte zeigt einen Einbruch der Dampftemperaturen bei niedrigen Lasten, welcher bereits in vorangegangenen Untersuchungen analysiert wurde [24]. Bei den Änderungsraten fällt auf, dass die Temperaturgradienten in den Simulationsergebnissen deutlich höhere Werte erreichen, was mit der eingangs erwähnten Dynamik der Temperaturmessungen erklärt werden kann.

Neben den Temperaturmessungen ist in diesem Bereich der Vergleich der Einspritzmassenströme von enormer Bedeutung zur Abschätzung der Modellgüte, da diese wesentlichen Einfluss auf die Temperaturverläufe und deren Schwankungen aufweisen. Diese sind in Abb. 5.12 für die Grob- und Fein-Einspritzung der Hochdruckstrecke gezeigt. Die ebenfalls vorhandene Grundeinspritzung ist in dieser Abbildung nicht aufgeführt, da diese für das gesamte Untersuchungsszenario, sowohl in der Simulation, als auch in der Messung, geschlossen ist. Die Ermittlung der Massenströme der einzelnen Einspritzkühler erfolgt hierbei, aufgrund der nicht vorhandenen Durchflussmessung, anhand der Energiebilanz über den jeweiligen Einspritzkühler. Der summarische Massenstrom aller Ein-

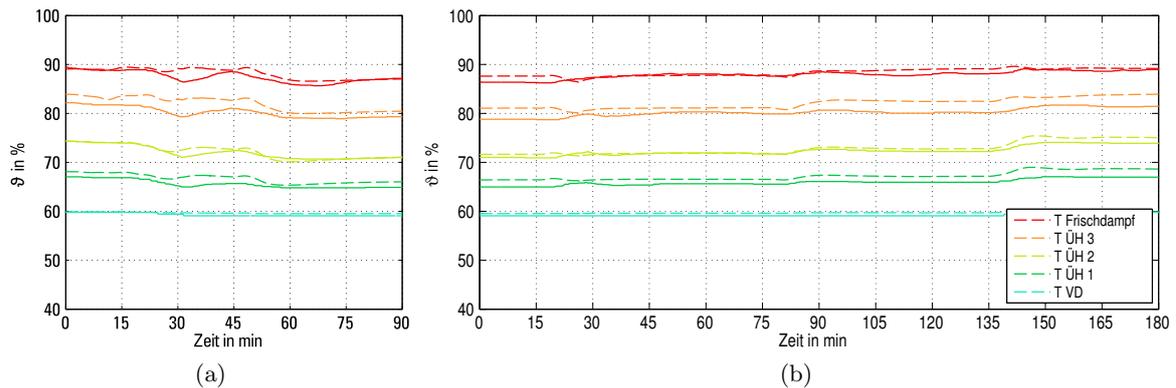


Abb. 5.11.: Validierung der Überhitzertemperaturen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

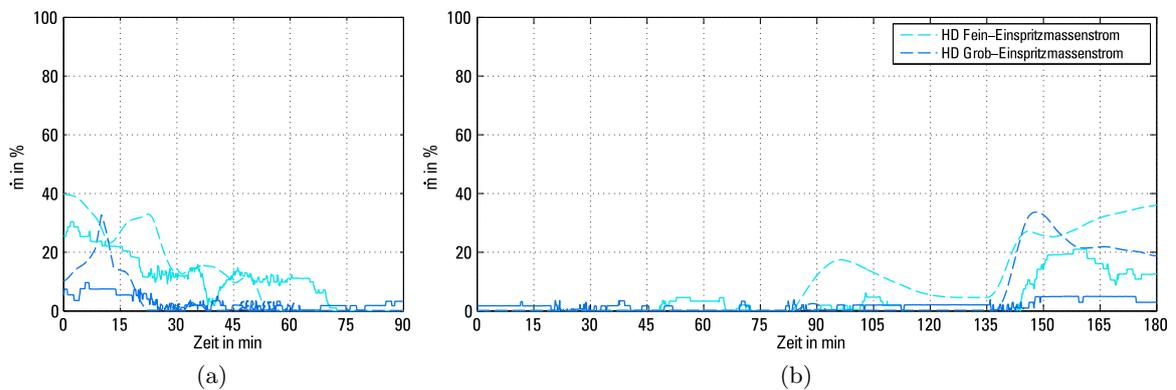


Abb. 5.12.: Validierung der HD-Einspritzmengen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

spritzkühler wird im Kraftwerk gemessen und wurde zur Validierung der einzeln ermittelten Massenströme genutzt. Bei der Betrachtung der Einspritzmassenströme für den negativen Lastwechsel kann eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung gezeigt werden. Die Abweichungen sind zwar im direkten Vergleich sichtbar. Allerdings ist bei der hier gezeigten Darstellung der sehr kleinen Einspritzmengen für dieses Szenario die Empfindlichkeit gegenüber Störungen enorm hoch.

In Analogie zu den Dampftemperaturen im Hochdruckteil sind die Dampftemperaturen im Zwischenüberhitzerteil in Abb 5.13 dargestellt. Auch hier ist ein Einbruch der Temperaturen in Teillast erkennbar. In Bezug auf die Dynamik erlaubt der Vergleich der Simulation mit der Messung ähnliche Rückschlüsse wie bei der Hochdruckstrecke. Wesentliche Unterschiede bestehen bei der Temperatur der kalten Zwischenüberhitzung (KZÜ). Diese weist eine Abweichung in Teillast auf, was zum einen mit einer ungenauen Abbildung der lastabhängigen Wärmeverluste auf den relativ langen Leitungen zwischen Kesselhaus und Turbinenhaus erklärt werden könnte, zum anderen aber auch auf Abweichungen bei der Parametrierung des isentropen Wirkungsgrads der HD-Turbine in Teillast hindeutet. Für die folgenden, im wesentlichen dynamischen Untersuchungen des Gesamtsystems sind Abweichungen in dem hier gezeigten Bereich akzeptabel.

Die Einspritzmassenströme für die Zwischenüberhitzung sind in Abb. 5.14 dargestellt. Der Einspritzmassenstrom der Fein-Einspritzung, welcher zur genauen Abstimmung der Zwischenüberhitzeraustrittstemperatur dient kann sowohl für den negativen, als auch für den positiven Lastwechsel recht genau wiedergegeben werden. Bei der Grob-Einspritzung, welche die Fein-Einspritzung

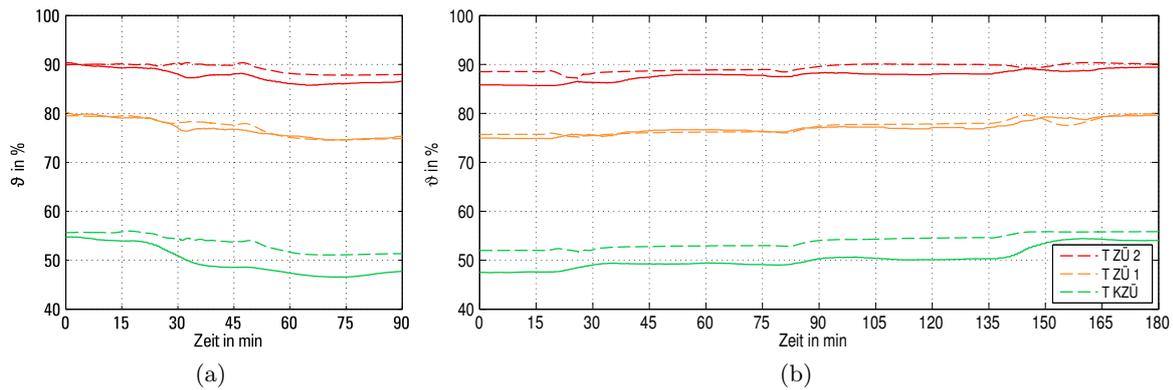


Abb. 5.13.: Validierung der Zwischenüberhitzertemperaturen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

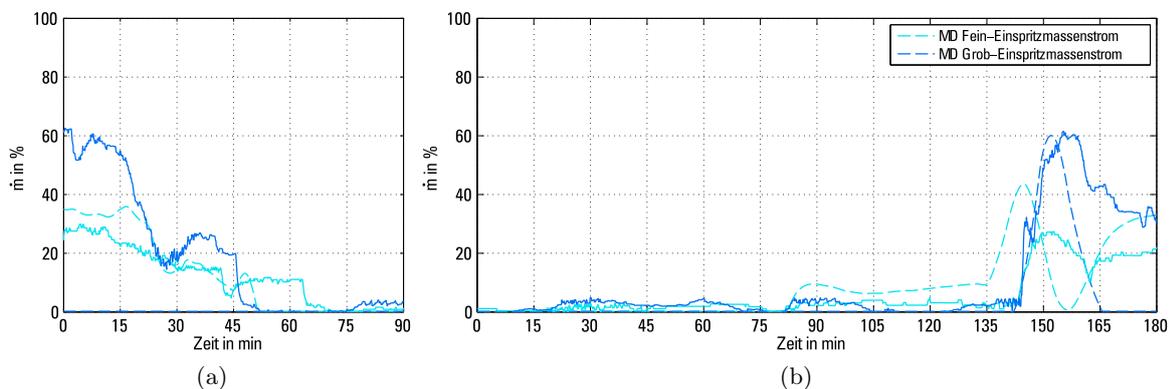


Abb. 5.14.: Validierung der ZÜ-Einspritzmengen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

im Arbeitspunkt halten soll, ist für den positiven Lastwechsel ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung erkennbar. Für den negativen Lastwechsel ist anhand der Messdaten eine Öffnung der Grob-Einspritzung erkennbar, wohingegen das Ventil im Modell noch geschlossen ist. Gleichzeitig kann anhand der Verläufe der Zwischenüberhitzertemperaturen ein früherer Einbruch erkannt werden, was darauf hindeutet, dass möglicherweise Temperaturdifferenzen zwischen den parallel verlaufenden Überhitzersträngen vorhanden sind. Da hierbei die Innenstränge eine höhere Zwischenüberhitzung aufweisen, kommt es zu einer verstärkten Einspritzung bei im Mittel zu geringen Temperaturen. Insgesamt ist an Abb. 5.14 besonders die Dynamik der Einspritzkühlerregelung bei Erreichen des Volllastpunktes zu erkennen, was zum einen den Rückschluss auf die richtige Modellierung der Kesseldynamik, zum anderen aber auch auf die korrekte Implementierung der entsprechenden Regelkreise schließen lässt.

Abbildung 5.15 zeigt den Verlauf der Kondensat- und Speisewassertemperaturen über die Vorwärmestrecke des Kraftwerkes. Hierbei ist sowohl bei den Temperaturen am NDV 4, als auch nach HDV 7 ein stationärer Einbruch in Teillast erkennbar. Der Speisewasserbehälter wird auf einen konstanten Druck geregelt, daher ist hier über den ganzen Lastbereich eine konstante Temperatur festzustellen, da es sich um einen 2-Phasenbehälter handelt. Der Grund für den Einbruch der übrigen Temperaturen kann in der Verschiebung des Druckniveaus an den Anzapfungen der Turbine durch den geringen Massenstrom in Teillast erklärt werden. Hierdurch steht den Vorwärmern grund-

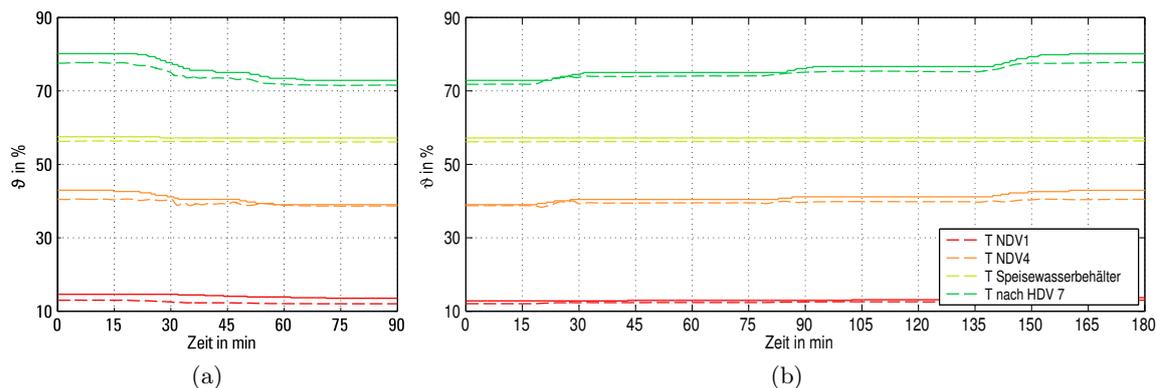


Abb. 5.15.: Validierung der Kondensat- und Speisewassertemperaturen über die Vorwärmstrecke für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

sätzlich weniger Anzapfdampf zur Verfügung. Dieser Effekt kann wie anhand der Messdatenverläufe gezeigt vom Modell sehr genau wiedergegeben werden.

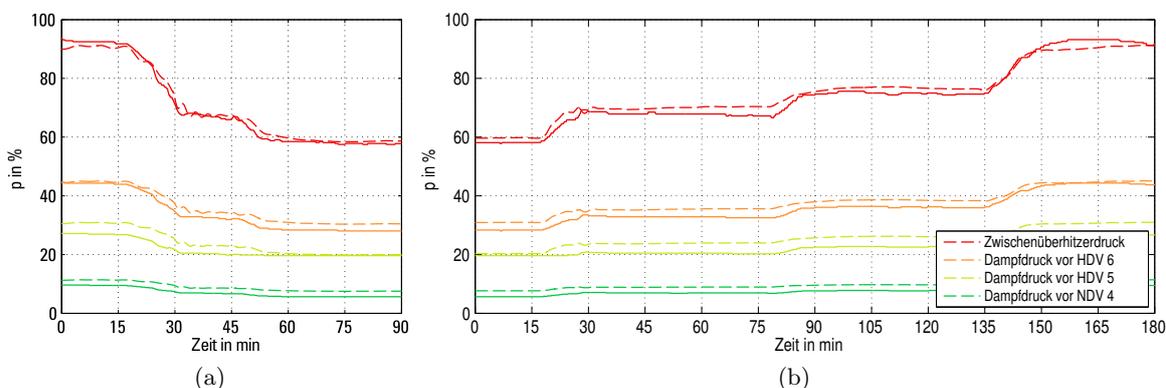


Abb. 5.16.: Validierung der Druckniveaus an den Vorwärmern für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%

In Abb. 5.16 sind die Druckniveaus an den Vorwärmern, welche mit den jeweiligen Anzapfungen an der Turbine korrespondieren, dargestellt. Wie hier zu erkennen ist, gibt es starke Einbrüche auf sämtlichen Druckstufen in Teillast. Insgesamt ist sowohl an den Turbinendrücken, als auch an den Temperaturen im Wasserdampfkreislauf eine hohe Übereinstimmung des dynamischen Verhaltens im Modell mit den Messdaten erkennbar.

5.4. Dynamische Validierung im Frequenzbereich

Neben dem Vergleich der Zeitverläufe bei Laständerungen des Kraftwerkes lässt sich beim Auftreten von Systemschwingungen auch eine Validierung des Modells anhand von Frequenzanalysen durchführen. Das hierfür verwendete Verfahren zur Ermittlung des Amplitudenspektrums mittels der schnellen Fourier-Transformation wurde in Abschnitt 3.1.2 eingeführt. Im Volllastpunkt des Kraftwerkes sind insbesondere Schwingungen im Bereich der kaskadiert geregelten Einspritzkühler, speziell im Bereich des Zwischenüberhitzers, zu erkennen. Wie dem Regelschema der Einspritzkühler in Abb. B.6 zu entnehmen ist, besteht die Funktion des letzten Einspritzkühlers (Fein-Einspritzung) hauptsächlich in der Regelung der Temperatur am Kesselaustritt. Die davor befindlichen Einspritzkühler (Grob-Einspritzung) sorgen dafür, dass die Fein-Einspritzung sich innerhalb des gewünschten

Arbeitsbereiches befindet. Aufgrund dieser Struktur ergibt sich ein schwingungsfähiges System. In Abb. 5.17 sind die Verläufe für die MD-Fein- und MD-Grob-Einspritzung in Volllast exemplarisch dargestellt. Anhand der Simulationsdaten ist das beschriebene Verhalten eindeutig erkennbar. In den Messdaten wird der hier beschriebene Effekt durch die vier parallel arbeitenden Stränge des Kraftwerkes und sonstige Störungen verwischt. Klarer sichtbar wird das Phänomen bei der Betrachtung

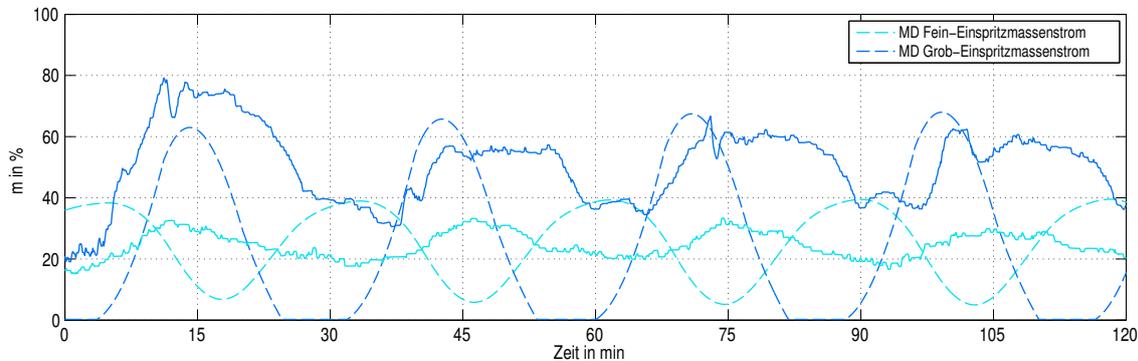


Abb. 5.17.: Validierung der Einspritzmassenströme im Bereich der Zwischenüberhitzung für den quasi-stationären Volllastbetrieb zur Veranschaulichung der gegenseitigen Beeinflussung dieser interagierenden Stellglieder

ung des Temperaturverlaufes eines einzelnen Stranges. Exemplarisch wurde hier die Temperatur eines Einzelstranges am Austritt des ersten Zwischenüberhitzers in Abb. 5.18 den Simulationsdaten gegenübergestellt. Wie anhand des Zeitverlaufes zu erkennen, ist hier ein ähnliches Verhalten für Simulation und Messung erkennbar.

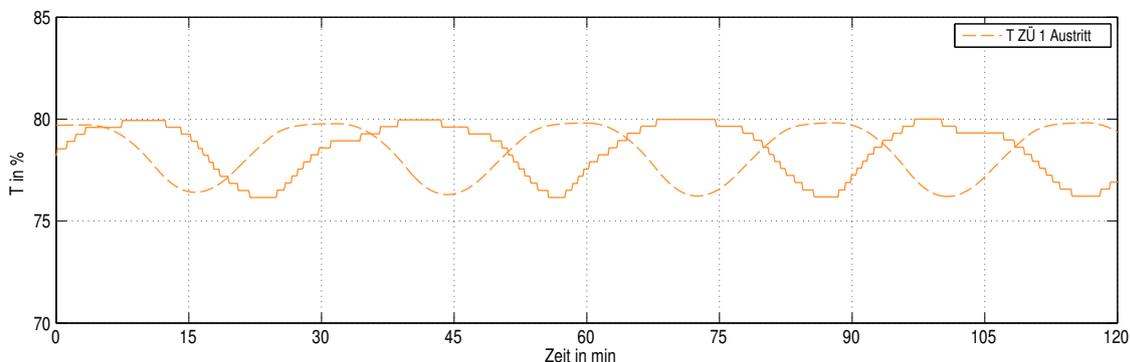


Abb. 5.18.: Validierung der Dampftemperaturen am Austritt des Zwischenüberhitzers 1 zur Veranschaulichung von Schwingungsdauer und Amplitude

Ebenso lässt sich das Verhalten mit Hilfe des durch die Fourier-Transformation ermittelten Amplitudenspektrums im Frequenzbereich darstellen. Die zur Abb. 5.18 im Zeitbereich korrespondierende Darstellung des dynamischen Verhaltens im Frequenzbereich wird in Abb. 5.19 gezeigt. Hierbei kann festgestellt werden, dass sowohl in der Messung, als auch im Simulationssignal zwei signifikante Frequenzanteile vorhanden sind. Der Peak bei der Frequenz von knapp 0,5 mHz, also einer Periodendauer von etwa 30 Minuten, mit einer Amplitude von etwa 10 K, ist auch im Zeitbereich deutlich sichtbar. Zusätzlich ist bei einer Frequenz von ca. 1,1 mHz ein weiterer Peak in Simulation und Messung erkennbar.

Anhand dieser exemplarischen Analyse lässt sich feststellen, dass die Abbildung des schwingungsfähigen Gesamtsystems, bestehend aus der physikalischen Prozessbeschreibung und den realgetreunachgebildeten Reglerstrukturen, zumindest für den hier gezeigten Ausschnitt des Zwischenüberhitzers und speziell dessen Temperaturregelung, sehr genau wiedergegeben wird.

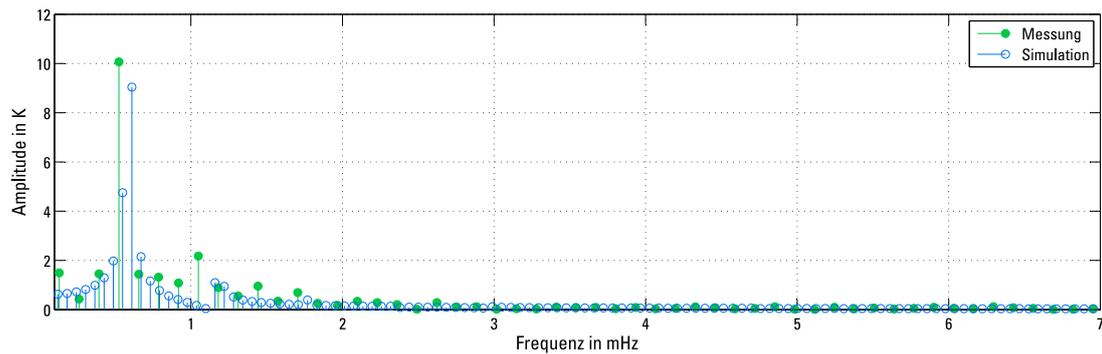


Abb. 5.19.: Validierung der Systemschwingungen anhand des Amplitudenspektrums des Temperaturverlaufes am Zwischenüberhitzer 1 Austritt

5.5. Fazit

Im Kapitel Validierung wurde die Gültigkeit des erstellten Kraftwerksmodells über den gesamten Lastbereich sowohl für den Duo-Betrieb, als auch für den Mono-Betrieb nachgewiesen. Neben dem bisher üblichen Weg, ausgewählte Zeitverläufe von exemplarisch gewählten Messpunkten mit den korrespondierenden Simulationsverläufen zu vergleichen, wurde hierbei über einen stationären Vergleich ein engmaschiges Messstellennetz des Gesamtprozesses mit entsprechenden Punkten im Modell gegenübergestellt. Auf diese Weise lässt sich die Gefahr einer einseitig optimierten Kalibrierung des Modells auf ausgewählte Verläufe vermeiden. Zusätzlich wurde exemplarisch die Möglichkeit einer Validierung des entwickelten Modells im Frequenzbereich mit Hilfe der Fourier-Analyse gezeigt, was sich gerade bei Vorliegen von schwingungsfähigen Systemen als sehr effizientes Hilfsmittel zur Veranschaulichung der Dynamik herausgestellt hat.

Insgesamt konnte eine Genauigkeit des Modells festgestellt werden, die für die meisten Messstellen im Bereich der Messunsicherheit liegt. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass das Modell für die folgenden Untersuchungs- und Optimierungsszenarien Ergebnisse liefert, welche sich auf den realen Prozess übertragen lassen.

6. Bewertung von Fahrweisen und Betriebsarten

Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Varianten zur Verbesserung des Wirkungsgrades, des Lastwechselverhaltens und des bauteilschonenden Betriebs am Beispiel des untersuchten Kraftwerksblockes diskutiert. Um auch hier mögliche Rückschlüsse auf eine spezifische Anlage zu vermeiden, wurden im folgenden Kapitel sämtliche extensive Zustandsgrößen, die Rückschlüsse auf die Dimension des Kraftwerks zulassen jeweils auf einen nicht weiter spezifizierten Normparameter bezogen.

6.1. Vergleich Festdruck und modifizierter Gleitdruck

6.1.1. Stationäre Bewertung

Aktuell werden die Blöcke des Kraftwerkes in Festdruckfahrweise bei 162 bar mit Vorhaltung von ± 5 bar für die Primärregelung betrieben. In Teillast kommt es zu einer hohen Androsselung des Frischdampfes und einem Abfall der Dampftemperaturen, wie in Abschnitt 5 gezeigt. In der Folge kommt es zu einer Verschlechterung des Nettowirkungsgrads um 2,3 Prozentpunkte bei ca. 70 % Last im Vergleich zum Vollastbetriebspunkt [79].

Begünstigt wird der Abfall der Dampftemperaturen durch einen höheren Luftüberschuss in Teillast, welcher zu geringeren Rauchgastemperaturen führt. Es kommt zu einer veränderten Aufteilung des Wärmestromverhältnisses zwischen Verdampfer- und Überhitzerheizflächen. Wie in vorangegangenen Untersuchungen [24] gezeigt wurde, erhöht sich im Teillastzustand der Anteil der Energiezufuhr im Verdampfer im Verhältnis zur insgesamt übertragenen Wärmemenge. Hierdurch wird einerseits ein höher Dampfmassenstrom generiert, gleichzeitig steht jedoch weniger Energie für dessen Überhitzung zur Verfügung. Als Folge können die Nennfrischdampfparameter nicht mehr erreicht werden. Dieser Effekt tritt besonders stark im Festdruckbetrieb auf, bei größeren Lasteinsenkungen jedoch ebenfalls im Gleitdruckbetrieb. Verantwortlich für den Unterschied ist im Wesentlichen die Druckabhängigkeit der Verdampfungsenthalpie: liegt sie im Festdruckbetrieb, also bei ca. 180 bar im Verdampfer bei ungefähr 779 kJ/kg , so steigt sie beispielsweise bei einem um 50 bar reduzierten Druckniveau im Gleitdruckbetrieb auf etwa 1135 kJ/kg . Gleichzeitig verringert sich die für die zur Überhitzung auf den Frischdampftemperatursollwert benötigte Enthalpiespanne im Gleitdruckbetrieb um 11 % im Vergleich zum Festdruckbetrieb (von ca. 859 auf 763 kJ/kg). Da dieser verschobene Energiebedarf im Gleitdruckbetrieb teilweise mit der Verschiebung der Wärmeströme in Teillast einhergeht und diese aufwiegt, können die Dampftemperaturen besser gehalten werden. Folglich ist die Gleitdruckfahrweise bei der Vertrimmung der Wärmeströme in Teillast nicht im gleichen Maße durch fallende Frischdampftemperaturen betroffen.

Aufgrund der zukünftig prognostizierten häufigeren Fahrweise in Teillast, wäre eine Fahrweise im modifizierten Gleitdruck vorteilhaft, Messungen zeigen eine Steigerung des Teillastwirkungsgrades um 1 % im Vergleich zur Festdruckfahrweise [79] bei 70 % Last. Günstig wirkt sich hier neben dem weniger stark ausgeprägten Temperaturabfall der Dampftemperaturen auch die Verringerung von

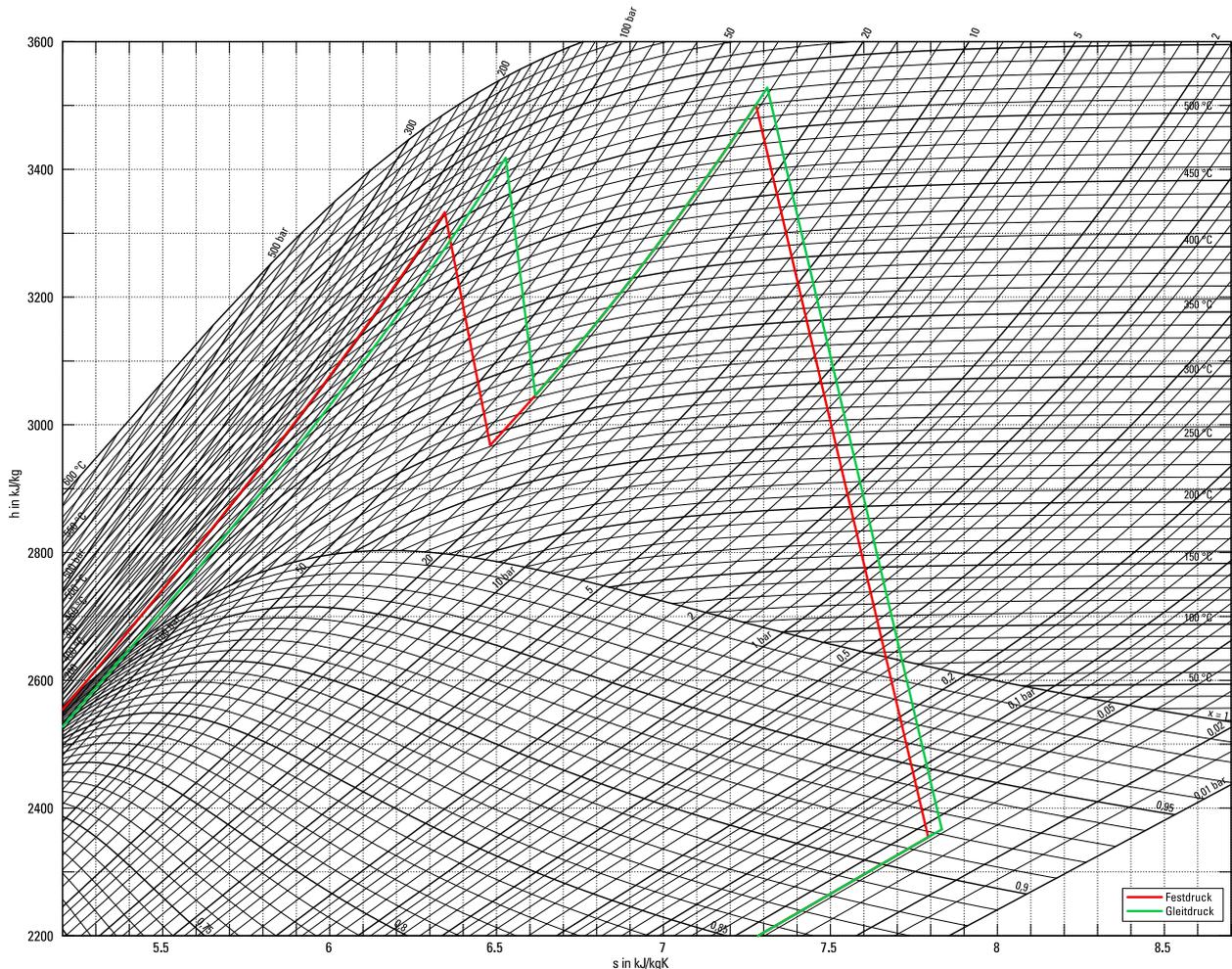


Abb. 6.1.: Darstellung von Gleit- und Festdruckbetrieb auf Grundlage von Messdaten im h,s -Diagramm

Drosselverlusten am Turbinenventil aus. Aus diesem Grund soll im Folgenden die Gleitdruckfahrweise umfänglich dynamisch untersucht und hinsichtlich der Regelgüte und Bauteilbeanspruchung bewertet werden. Hierzu wird eine modifizierte Gleitdruckfahrweise mit einem FD-Drucksollwert zwischen 110 und 160 bar unter Vorhaltung eines Druckpolsters von ± 7 bar für die Primärregelung vorgeschlagen wie in Abb. 6.2 dargestellt.

6.1.2. Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen

Als Vergleichsszenario zur Beurteilung der Vor- und Nachteile von Fest-, bzw. modifiziertem Gleitdruckbetrieb wurden drei Lastwechsel von ca. 20, 40 und 50 % der Nennlast simuliert. Hierdurch können sowohl die stationären Punkte des derzeitigen Lastbereiches bei ca. 106 %, 84 %, 64 %, als auch die Effekte bei einer Absenkung der Mindestlast auf 50 % der Nominallast verglichen werden. Zudem wird die Dynamik der positiven und negativen Lastwechsel untersucht. Die Generatorleistung des Szenarios ist in Abb. 6.3 dargestellt. Im Folgenden werden sowohl stationäre als auch dynamische Größen für die beiden Fahrweisen verglichen. Für eine ausführliche Diskussion der Absenkung der Mindestlast wird auf [26] verwiesen.

Wie den Verläufen in Abb. 6.3 zu entnehmen ist, sorgt die Blockführung sowohl für die Einhaltung der stationären Sollwerte, als auch der Gradienten während der Laständerungen. Die beiden Fahrweisen unterscheiden sich daher hier nicht wesentlich. Darüber hinaus kann jedoch eine schlechtere

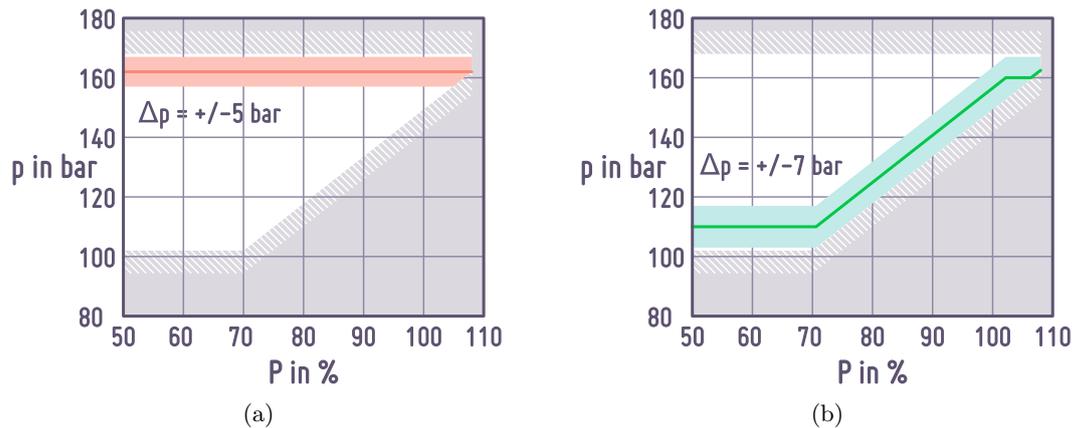


Abb. 6.2.: Vergleich der FD-Druckkennlinie und der Bänder der Primärregeldruckreserve für Festdruck (a) und modifizierten Gleitdruck (b)

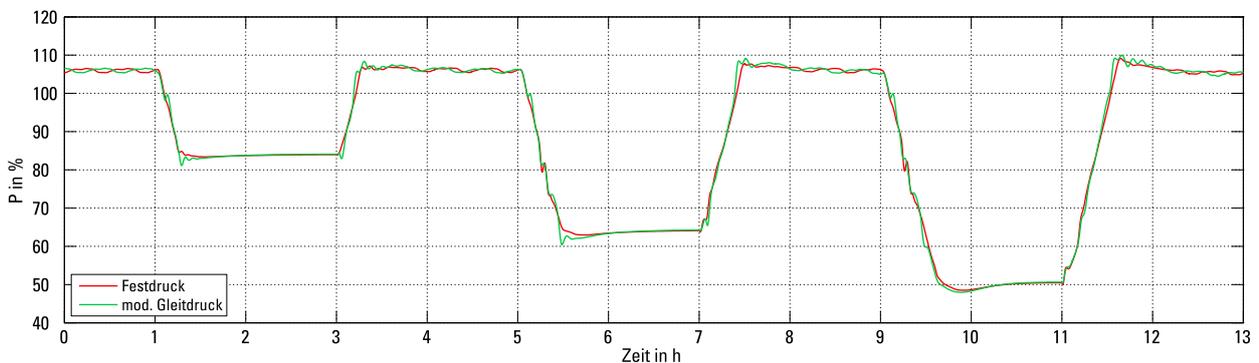


Abb. 6.3.: Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung im Fest- und modifizierten Gleitdruckbetrieb

Regelgüte mit größeren Über- und Unterschwingungen für den Fall des modifizierten Gleitdruckbetriebes erkannt werden. Grund hierfür stellen die im Verhältnis zum Festdruckbetrieb erhöhten Ein- und Ausspeichervorgänge von Energie im Kessel dar. Hierbei verschiebt sich durch die Änderung des Druckes über der Last auch die Temperatur im Zweiphasengebiet, also im Verdampfer und in der Abscheideflasche, was sowohl zu erheblichen Änderungen der im Fluid gespeicherten Energie, als auch zu entsprechenden Wärmeströmen aus den angrenzenden Wänden führt. Im derzeitigen Zustand der Blockführung können die hierdurch verursachten Einflüsse auf den Verlauf der Generatorleistung nicht vorhergesagt werden. Dies ist jedoch grundsätzlich möglich, so dass durch eine entsprechenden Optimierung der Blockführung von einem erheblichen Verbesserungspotential ausgegangen werden kann. Neben den Störungen durch das Ein- und Ausspeichern von Energie im Gleitdruckbetrieb sind vor allem dynamische Störungen beim Zu- und Abschalten von Kohlemöhlen erkennbar, wie z.B. während der negativen Lastwechsel. Auch hier kann ein entsprechendes Optimierungspotential der Blockführung abgeleitet werden, da in der Regel derartige Abschaltvorgänge in vorhersehbarer Weise erfolgen.

Zusätzlich sind im stationären Vollastbetriebspunkt periodische Prozessschwingungen zu erkennen, die auf die bereits in Abschnitt 5.4 diskutierten Schwingungen der kaskadierten Einspritzkühlerregelung zurückzuführen sind. Wie bereits erwähnt ist für die reale Anlage, aufgrund der Aufteilung des Dampfmassenstromes in vier parallele Stränge, von einem Versatz dieser Schwingungen auszugehen, sodass dieser Effekt sich weniger stark als hier gezeigt auf die Generatorleistung auswirkt.

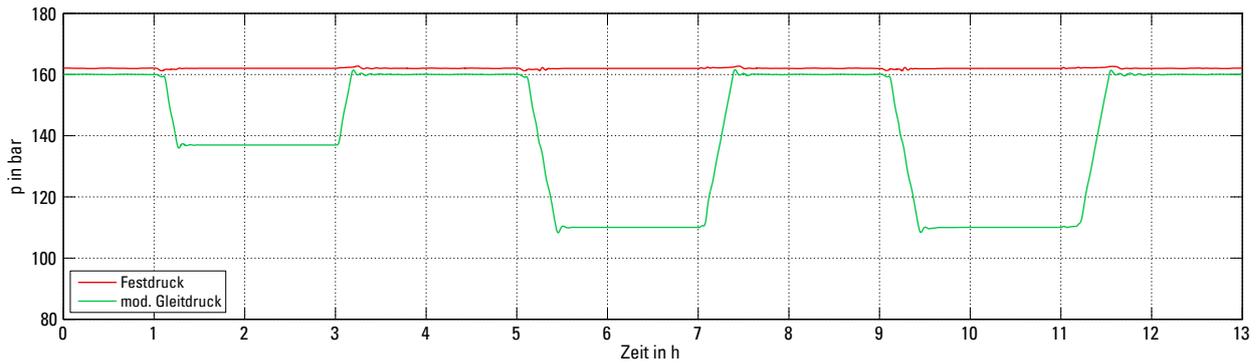


Abb. 6.4.: Zeitlicher Verlauf des Frischdampfdruckes bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

In Abb. 6.4 ist der Verlauf des Frischdampfdruckes dargestellt. Die hierfür hinterlegte Kennlinie wurde bereits in Abb. 6.2 eingeführt. Anhand der Simulationsverläufe ist zu erkennen, dass die vorgegebenen Drucksollwerte im Wesentlichen sehr gut nachgefahren werden können. Der Grund hierfür liegt in der verhältnismäßig schnellen Dynamik der verwendeten Druckregelung. An der hohen Druckdifferenz zwischen Festdruck und Gleitdruck im Teillastbetrieb ist ein hohes Optimierungspotential in Bezug auf den Wirkungsgrad erkennbar. Bei der Drosselung des Dampfes kommt es zu erheblichen Exergieverlusten, welche im Gleitdruckbetrieb minimiert werden. Aufgrund des vorgehaltenen Druckpuffers von ± 7 bar wird die Primärregelfähigkeit hiervon nicht negativ beeinflusst. Eine weitere Erkenntnis der dynamischen Untersuchungen liegt in der zweckhaften Identifikation einer geeigneten Eingangsgröße für die FD-Druckkennlinie. Aufgrund der Interaktion von Frischdampfdruck und Generatorleistung stellt die gemessene Generatorleistung keine geeignete Eingangsgröße dar. Auch der Fahrplansollwert ist hierfür nicht geeignet, da dieser sprunghaften Änderungen unterworfen ist. Für das Untersuchungsszenario wurde daher der mit Hilfe der Gradientenbegrenzung rampenförmig gestaltete Sollwert der Wärmeleistung aus der Blockführung verwendet.

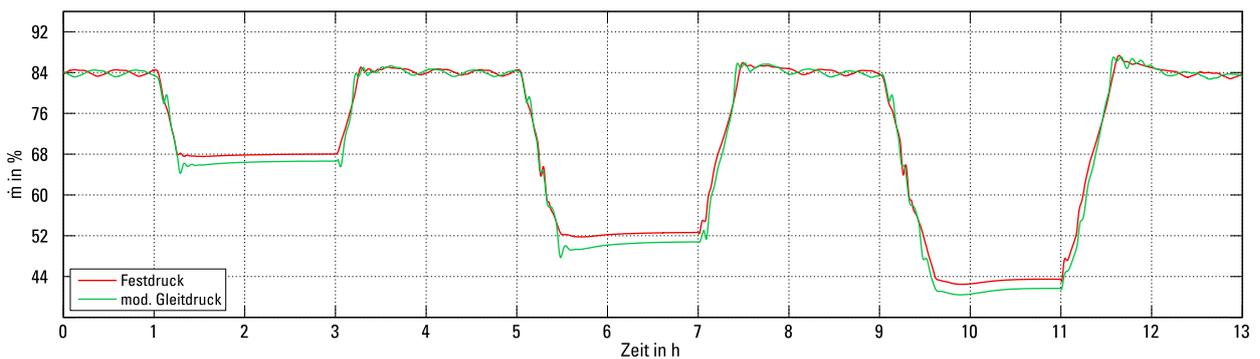


Abb. 6.5.: Zeitlicher Verlauf des Frischdampfmassenstroms bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

Der für den modifizierten Gleitdruck verbesserte Wirkungsgrad in Teillast ist bereits an den in Abb. 6.5 dargestellten Frischdampfmassenströmen erkennbar. In Teillast ist hier zu sehen, dass im Gleitdruckbetrieb deutlich weniger Dampf zur Erzeugung der angestrebten Generatorleistung benötigt wird. Neben den Drosselverlusten sind hierfür insbesondere die unterschiedlich stark ausgeprägten Einbrüche der Dampftemperaturen verantwortlich. Auch hier sind die durch die Einspritzkühlung verursachten Schwingungen in Volllast deutlich zu erkennen.

Abbildung 6.6 zeigt den Verlauf der Speisewassertemperaturen vom Eco Austritt (a) bzw. Verdampferaustritt (b). Zusätzlich sind in Abb. 6.6 (a) die Sattdampftemperaturen am Austritt des

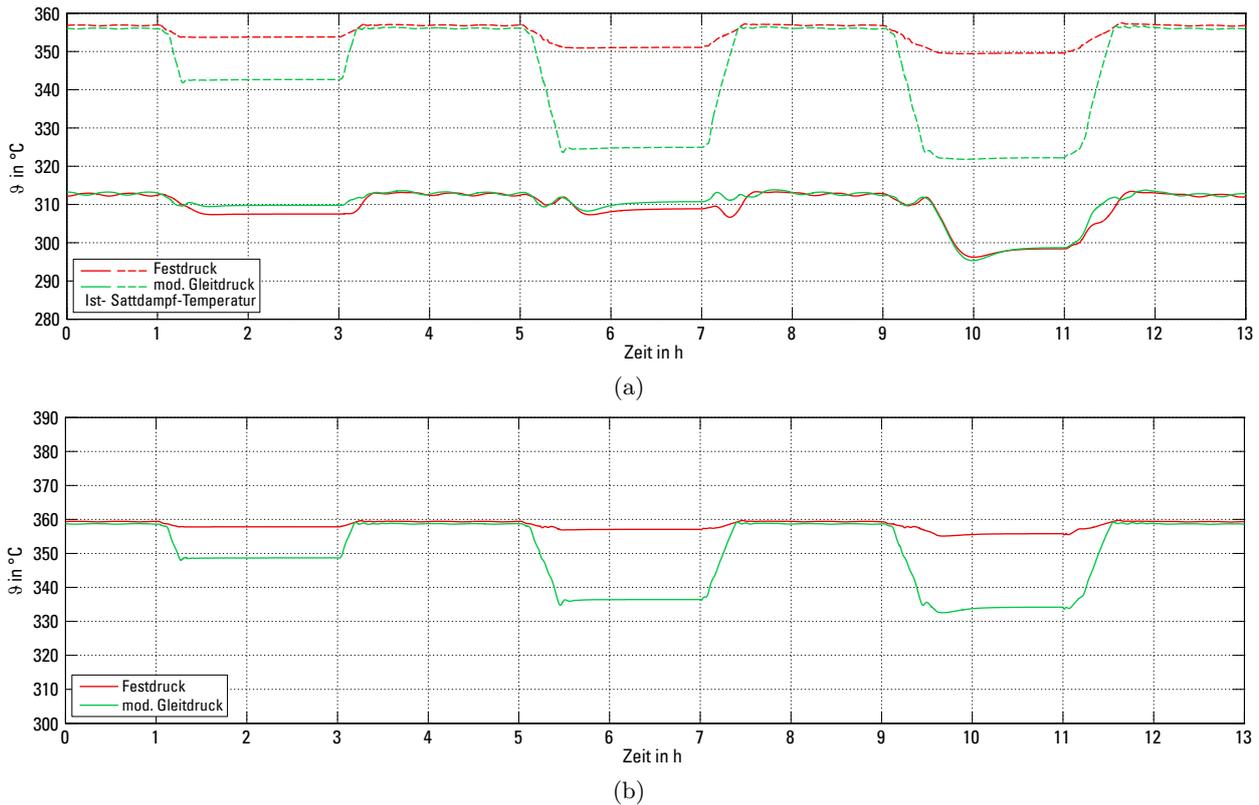


Abb. 6.6.: Zeitlicher Verlauf der Speisewassertemperatur am Eco-Austritt (a) und der Verdampferaustrittstemperatur (b) bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

Economisers dargestellt. Diese sind besonders kritisch, da das Erreichen der Sattdampf­temperatur eine Vorverdampfung im Economiser zur Folge hätte und unter allen Umständen vermieden werden sollte um eine Auslösung des Kesselschutzes zu vermeiden. Im Festdruckbetrieb wird das Absinken der Sattdampf­temperaturen infolge der leicht reduzierten Druckverluste über den Kessel durch den stationären Einbruch der Speisewassertemperaturen kompensiert. Die Abnahme der Speisewassertemperaturen resultiert aus der Verschiebung der Druckverhältnisse an der Turbine und der damit einhergehenden, geringeren Aufheizung in den Hochdruckvorwärmern. Der Abstand zur Sattdampf­temperatur ist hier in allen Lastpunkten als unkritisch zu erachten. Im Gleitdruckbetrieb hingegen sinken die Sattdampf­temperaturen aufgrund der Druckabsenkung deutlich weiter ab. Zudem geschieht diese Absenkung aufgrund der hohen Dynamik der Druckregelung im Vergleich zur thermischen Trägheit des Economisers deutlich schneller, was zu sehr geringen Temperatur­differenzen zwischen Eco-Austritt und Stattdampf führt, speziell direkt nach Lastensenkungen, wie z.B. bei 9,5 h. Eine genaue Beobachtung bei großen Lastensenkungen im Gleitdruckbetrieb wird daher dringend empfohlen, um eine eventuelle Auslösung des Kesselschutzes bei Absenkung der Mindestlast im Gleitdruckbetrieb zu vermeiden.

Abbildung 6.7 zeigt den Verlauf der HD-Frischdampf­temperaturen. Auch hier sind die bereits diskutierten stationären Effekte der Temperaturverschiebung zwischen Fest- und Gleitdruckbetrieb und der Einbruch in Teillast erkennbar. Zusätzlich können dynamische Schwankungen nachvollzogen werden, wenngleich die hier gezeigte Temperatur am Kesselaustritt bereits durch die Feineinspritzung im Verhältnis zu den mittleren Kesselheizflächen deutlich weniger Schwankungen unterworfen ist.

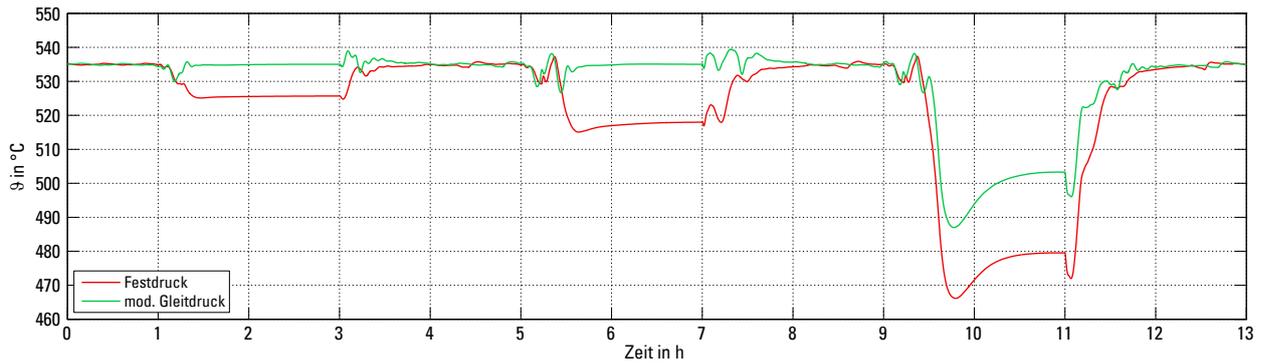
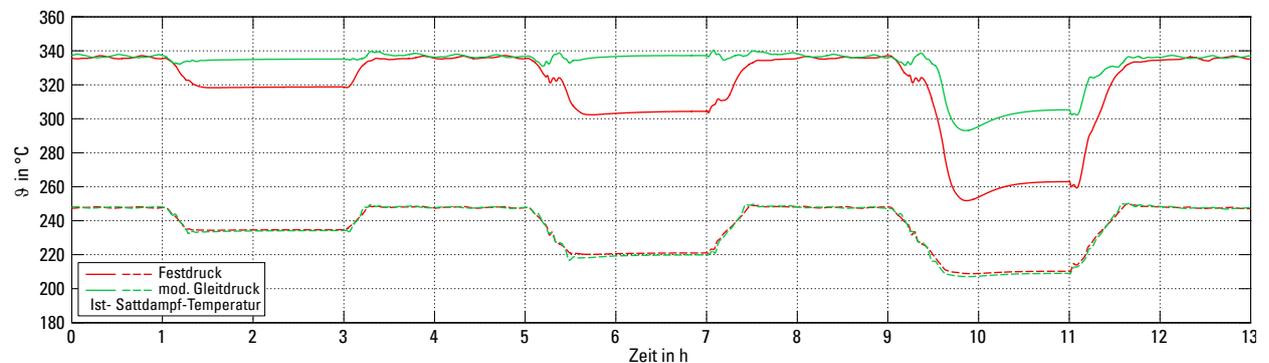
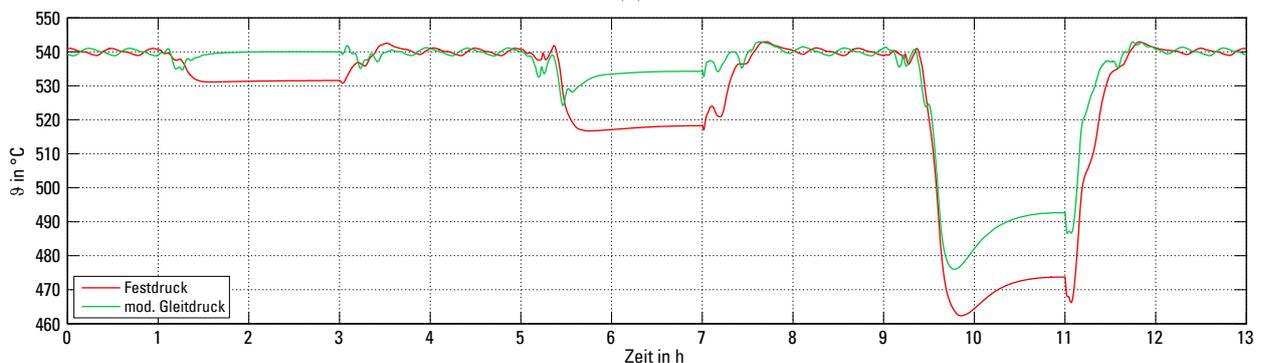


Abb. 6.7.: Zeitlicher Verlauf der HD-Frischdampftemperaturen bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

Ein sehr ähnliches Bild zeigt sich bei der Betrachtung der HD-Abdampftemperatur und der Zwischenüberhitzertemperaturen (siehe Abb. 6.8). Für die HD-Abdampftemperaturen (a) sind zusätzlich die Sattdampftemperaturen zum Druckniveau am Austritt der HD-Turbine gestrichelt dargestellt. Der Abfall der HD-Abdampftemperatur auf das Sattdampf-Temperaturniveau ist aufgrund der damit verbundenen Tröpfchenbildung in jedem Fall zu vermeiden. Wie anhand der Darstellung erkennbar ist, besteht hier noch eine genügend große Differenz, jedoch ist der Festdruckbetrieb hier kritischer zu betrachten, da der Temperatureinbruch aufgrund des ungünstigeren Verhältnisses zwischen Verdampfung und Überhitzung noch stärker ausfällt. Die Zwischenüberhitzertemperaturen sind hiervon in verstärkter Weise betroffen, da an dieser Stelle bereits die Eintrittstemperaturen merklich sinken und zusätzlich die Energie zur Zwischenüberhitzung fehlt. Daneben sind auch in Volllast teils erhebliche Temperaturschwankungen erkennbar, was auf die eingangs erwähnte Problematik der schwankenden Einspritzmassenströme zurückzuführen ist.



(a)



(b)

Abb. 6.8.: Zeitlicher Verlauf der HD-Abdampftemperatur (a) und der Zwischenüberhitzungstemperatur (b) bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

Abbildung 6.9 zeigt den zeitlichen Verlauf des Sollwertes der Wärmeleistung (a) und deren Korrektur (b). Bei der Wärmeleistung sind periodische Schwankungen kleiner Amplituden im Volllastbetrieb, welche auf die schwankenden Einspritzmassenströme zurückzuführen sind, sowie größere Über- und Unterschwinger nach Lastwechseln zu erkennen, deren Ursache u.a. im Ein- bzw. Auspeichern von thermischer Energie liegt.

Bei der Korrektur der Wärmeleistung können positive stationäre Abweichungen in den Teillastpunkten erkannt werden. Die auftretende positive Korrektur erfolgt aufgrund der in Abschnitt 6.1.1 diskutierten Abnahme des Wirkungsgrades in Teillast, welche durch einen höheren Brennstoffeinsatz kompensiert wird. Daneben sind dynamische Schwankungen zu erkennen, die insbesondere im Gleitdruckbetrieb vorliegen.

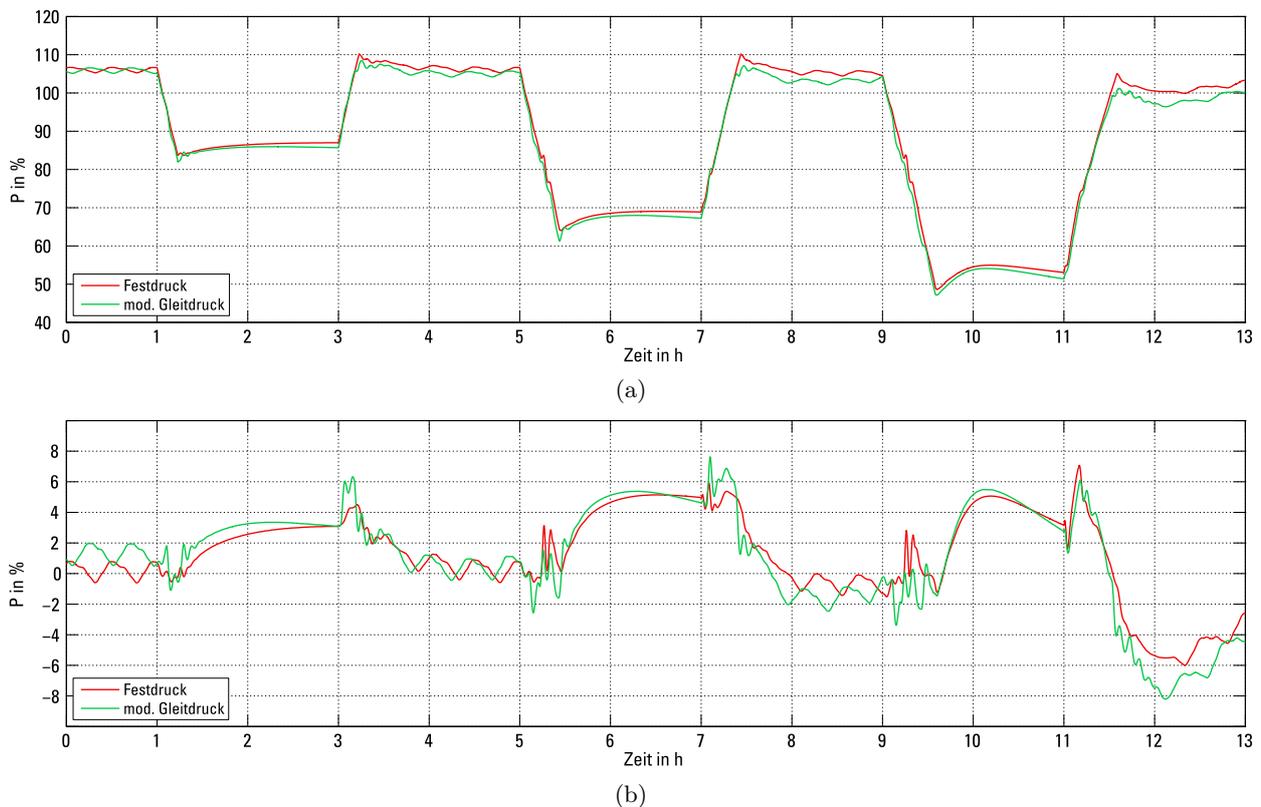


Abb. 6.9.: Zeitlicher Verlauf des Sollwertes (a) und der Korrektur (b) der Wärmeleistung im Fest- und modifizierter Gleitdruckbetrieb für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel

Zusätzlich sind, wie bereits bei der Diskussion der Generatorleistungsverläufe angedeutet, während der Lastwechsel massive Eingriffe der Regelung, insbesondere im Gleitdruckbetrieb und bei Zu- und Abschaltungen von Kohlemühlen erkennbar.

In Abb. 6.10 ist der Füllstand der Abscheideflasche dargestellt. In beiden Szenarien kommt es zu Störungen des Füllstandes bei Laständerungen. Die Füllstandsregelung der Abscheideflasche (siehe Abb. B.4) muss hierbei die Änderung der Wärmeleistung kompensieren und für den Fall des Gleitdruckbetriebes zusätzlich auf eine Erhöhung der Verdampfungsenthalpie bei fallenden Drücken reagieren. Daher steigt nach einer negativen Laständerung der Füllstand im Gleitdruckbetrieb besonders deutlich, dabei kommt es zu Abweichungen von bis zu 2 m vom Sollwert.

Weiterhin wurden zur Bewertung der Dynamik die Verläufe der Einspritzmassenströme in der HD-Überhitzerstrecke in Abb. 6.11 dargestellt. Wie zu erkennen ist, sind im Festdruckbetrieb die Massenströme nur im Volllastpunkt in ihrem Regelbereich. Bereits bei kleineren Lasteneinsenkungen

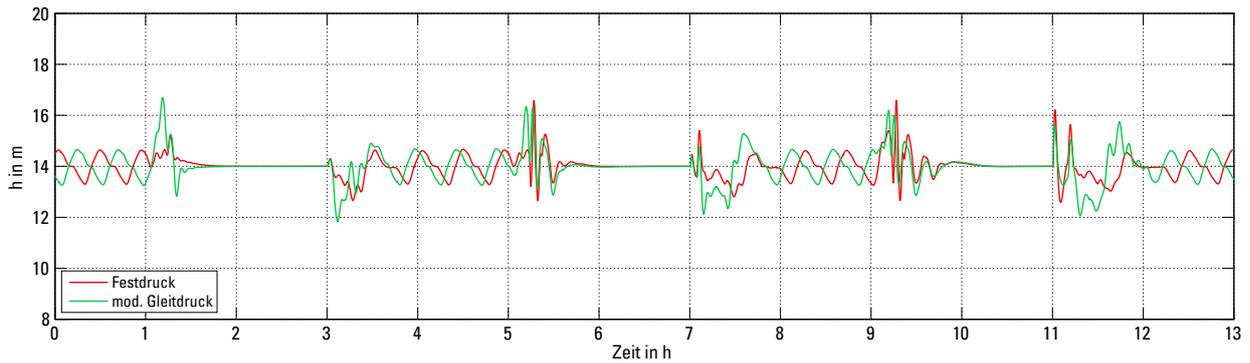


Abb. 6.10.: Zeitlicher Verlauf des Abscheiderfüllstandes bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

schließen die Einspritzkühler vollständig. Auch im Vollastpunkt sind nur die Fein- und die Grobeinspritzung leicht geöffnet, die Grundeinspritzung hingegen ist vollständig geschlossen, daher wird sie nicht mit abgebildet. Leichte Schwingungen der Massenströme gegeneinander sind hier bereits erkennbar, z.B. bei 4,5 h oder bei 8,5 h.

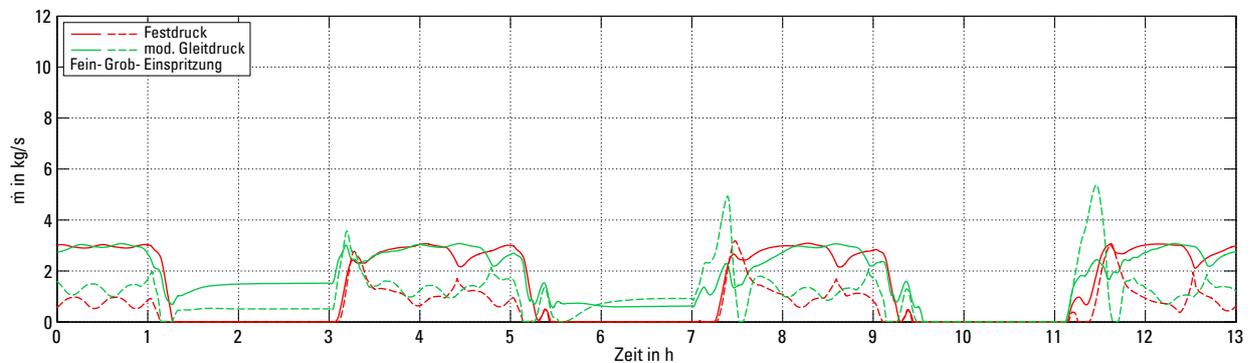


Abb. 6.11.: Zeitlicher Verlauf der HD-Grob- und Feineinspritzmenge bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

Bei der Betrachtung der ZÜ-Einspritzmassenströme sind ähnliche stationäre Effekte wie bei den Hochdruck Einspritzkühlern erkennbar. Dazu kommt ein starkes gegeneinander Aufschwingen der Grob- und Feineinspritzung sowohl im Festdruck, als auch im Gleitdruckbetrieb, welches als eine der Hauptursachen der Prozessschwingungen gesehen werden kann und ein entsprechendes Optimierungspotential aufzeigt.

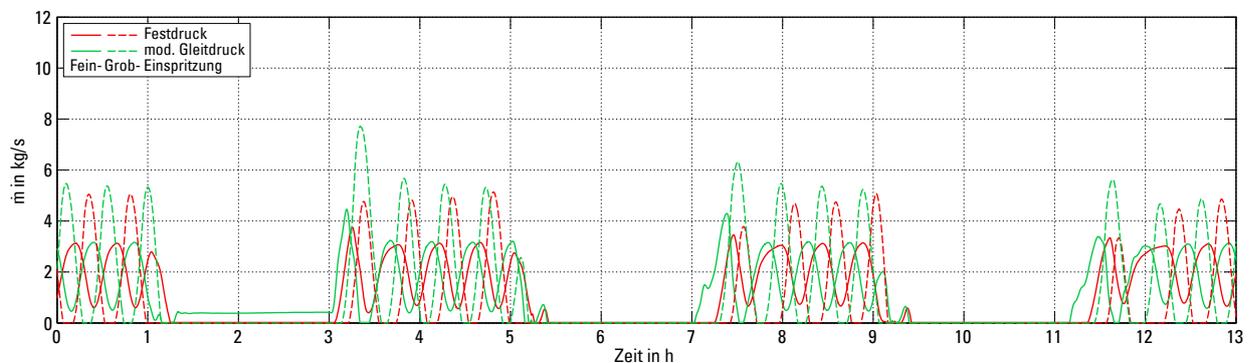


Abb. 6.12.: Zeitlicher Verlauf der MD-Grob- und Feineinspritzmenge bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise

6.1.3. Regelgüte

Die Zeitverläufe für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb haben signifikante Unterschiede im dynamischen Verhalten gezeigt. Insbesondere im Gleitdruckbetrieb stellen sich das Ein- und Ausspeicherverhalten und die damit verbundenen Störungen als zentrale Herausforderungen für die beteiligten Regelkreise dar. Im folgenden Abschnitt sollen die dabei auftretenden Regelabweichungen im Vergleich zum Festdruckbetrieb quantifiziert und diskutiert werden. Hierzu sind in Abb. 6.13 jeweils die maximal auftretenden Abweichungen der Simulationswerte vom Sollwert für die drei Lastwechsel 20 %, 40 % und 50 % dargestellt.

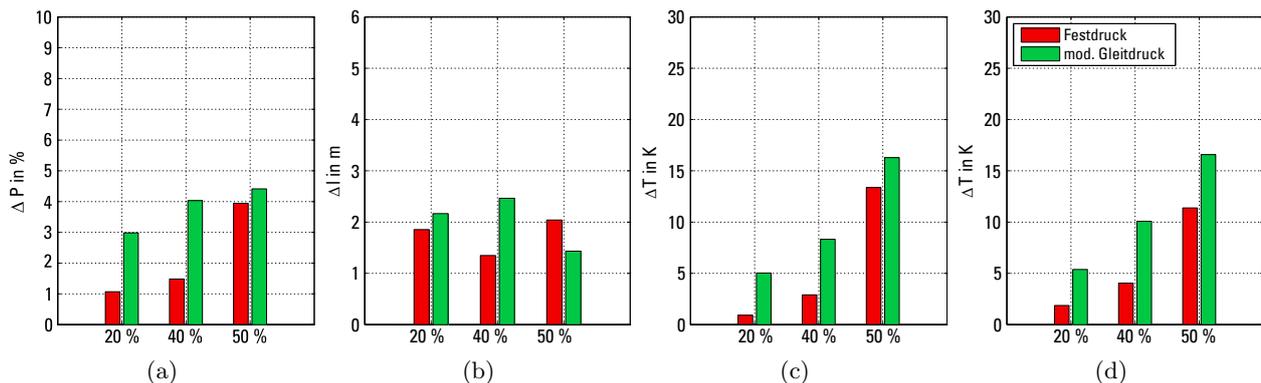


Abb. 6.13.: Vergleich der Regelgüte für die Generatorleistung (a), den Abscheiderfüllstand (b), sowie für die FD- (c) und HZÜ- (d) Temperatur

Die maximale Abweichung der Generatorleistung ist in Abb. 6.13 (a) als prozentualer Anteil der Nennleistung dargestellt. Zu erkennen sind höhere Abweichungen im Gleitdruckbetrieb, speziell bei den kleineren Lastwechseln. Für den größten Lastwechsel fällt die Erhöhung um den Faktor 1,12 von 3,9 % auf 4,4 % moderat aus. Der Grund liegt darin, dass für den Gleitdruckbetrieb die maximale Druckänderung bereits bei einer Last von 70 % erreicht ist, vgl. Abb. 6.2.

Anzumerken ist hier, dass in dieser Untersuchung auch im Gleitdruckbetrieb die aktuell vorhandene Blockführung verwendet wurde, welche auf den Festdruckbetrieb ausgelegt ist. Im Falle einer Umsetzung der Gleitdruckfahrweise wäre es vorteilhaft, die Parametrierung des Leistungsprädiktors und der Vorsteuerung an das veränderte Zeitverhalten im Gleitdruckbetrieb anzupassen, was die Leistungsregelung entlasten und die Regelgüte verbessern würde.

Für beide Betriebsarten wäre bei einer Fahrweise mit häufigeren Lastwechseln für die Vorsteuerung der Wärmeleistung eine Berücksichtigung des Teillastwirkungsgrades vorteilhaft, da der Abfall des Wirkungsgrades in Teillast aktuell von der Leistungsregelung korrigiert werden muss, wie an der stationären Erhöhung der Korrektur der Wärmeleistung in Teillast in Abb. 6.9 (b) zu erkennen ist.

Auch die Regelgüte des Abscheiders, welche in Abb. 6.13 (b) dargestellt ist, ist im dynamischen Betrieb von Bedeutung. Hier können hohe Abweichungen vom Sollwert zum Ansprechen des Kesselschutzes führen. Toleriert werden dabei maximal ein um 4,2 m erhöhter und ein um 8,15 m verringerter Füllstand. Bei der Gleitdruckfahrweise erhöht sich zwar der maximale Regelfehler von 2 auf 2,5 m, jedoch ist auch dieser erhöhte Wert noch deutlich innerhalb der Toleranz und der Gleitdruckbetrieb diesbezüglich unkritisch. Auch die Größe der Lastwechsel hat hier kaum einen Einfluss auf den Regelfehler.

Abschließend soll die Regelgüte der Dampftemperaturen bewertet werden, welche in Abb. 6.13 (c) und (d) dargestellt ist. Insgesamt ist eine deutlich größere Regelabweichung mit der Zunahme der Lastwechselamplitude zu erkennen. Zusätzlich zeigt sich eine deutliche Erhöhung der Regelfehler im Gleitdruckbetrieb. So vergrößert sich die maximale Überschwinghöhe für die Frischdampf-temperatur um 22 % von 13,4 auf 16,3 K und für die HZÜ-Temperatur sogar um 46 % von 11,4 auf 16,6 K. Die Temperaturschwingungen haben insbesondere Auswirkungen auf die dickwandigen Kesselbauteile, da sie neben den schon vorhandenen Druckspannungen zusätzlich thermische Spannungen induzieren. Diese sollen im folgenden Abschnitt erörtert werden.

6.1.4. Bauteilbeanspruchung

Zur ganzheitlichen Bewertung der Bauteilbeanspruchung für die beiden Betriebsarten Gleitdruck und Festdruck sollen die Auswirkungen auf möglichst viele Bauteile im Gesamtprozess analysiert werden. Hierzu wird im Folgenden das in Abschnitt 3.3 aufgezeigte Verfahren der Ermittlung der Lastwechsellerschöpfung für die dickwandigen Kesselbauteile im Economiser (ECO) Verteiler (V) und Sammler (S) über den Verdampfer (VD), die Abscheideflasche (AF), die Schottenüberhitzer (HDS), die Einspritzkühler (EK), die Überhitzerstrecke (ÜH), die Zwischenüberhitzerstrecke (ZÜ) mit den Zwischenkühlern (ZK) sowie die HD- und MD-Schnellschlussventile (SSV) angewendet.

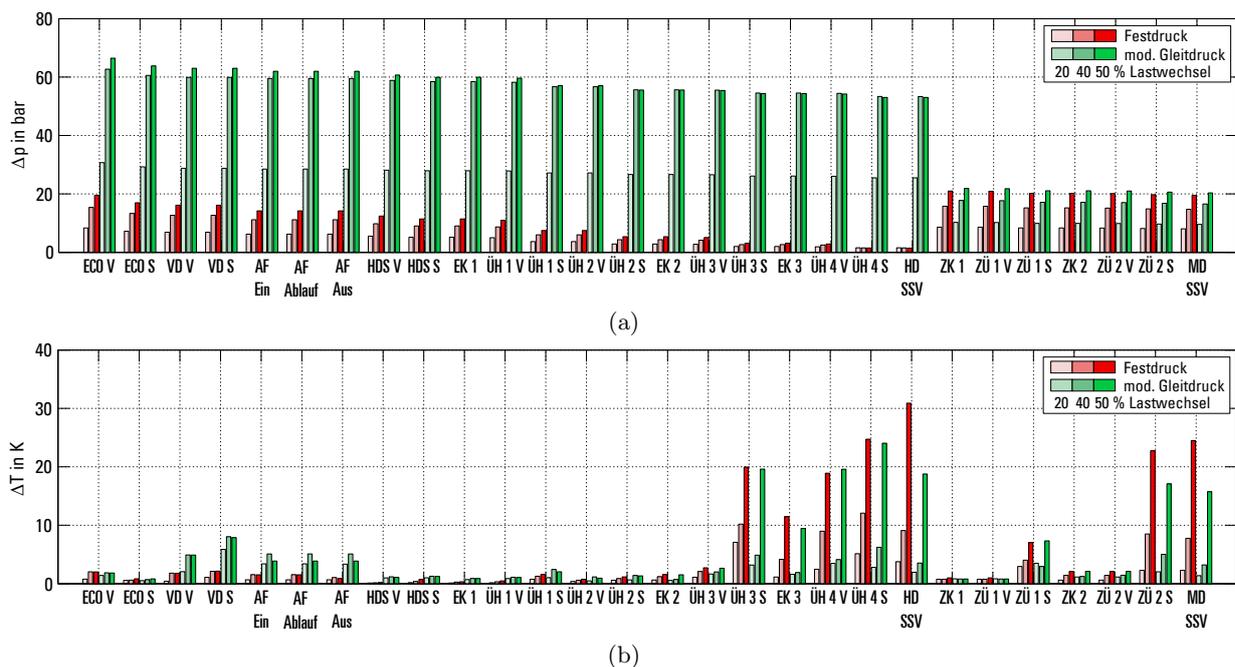


Abb. 6.14.: Vergleich der Belastungen der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb

Die maximal auftretenden Druck- und Temperaturdifferenzen sind für den Festdruckbetrieb (rot) und den Gleitdruckbetrieb (grün) für die im vorangegangenen Abschnitt gezeigten Lastwechsel mit der Amplitude von 20 % (hell) bis 50 % (dunkel) in Abb. 6.14 dargestellt. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass für den maximalen Lastwechsel im Gleitdruckbetrieb die Druckamplituden der Bauteile der HD-Strecke von 1,4 bis 19,5 bar anwachsen auf 53 bis 66,4 bar. Ursächlich für die stärkeren Druckamplituden im Eingangsbereich des Kessels ist hierbei die Abhängigkeit der Druckverluste über den Kessel von Massenstromänderungen, welche unweigerlich mit der Lastpunktänderung

einhergehen. Für die Bauteile der ZÜ-Strecke ergibt sich im Vergleich Festdruck zu Gleitdruck nahezu keine Änderung der Druckamplituden, da auch im Festdruckbetrieb ein gleitender ZÜ-Druck gefahren wird.

Im Fall der thermischen Belastung, welche in Abb. 6.14 (b) als maximal auftretende Wandtemperaturdifferenz dargestellt ist, zeigt sich, dass die Verteiler und Sammler von ÜH 3, ÜH 4 und ZÜ 2, sowie das HD- und MD-Schnellschlussventil besonders stark von Temperaturänderungen betroffen sind. Festzustellen ist hier insbesondere, dass die Wandtemperaturdifferenzen bei Gleitdruckfahrweise trotz schlechterer Regelgüte kleiner sind als im Festdruckbetrieb. Die Ursache liegt im stärkeren stationären Einbruch der Dampftemperaturen bei Festdruckfahrweise, welcher trotz besserer Regelgüte zu größeren Temperaturgradienten führt, siehe hierzu auch Abb. 6.7.

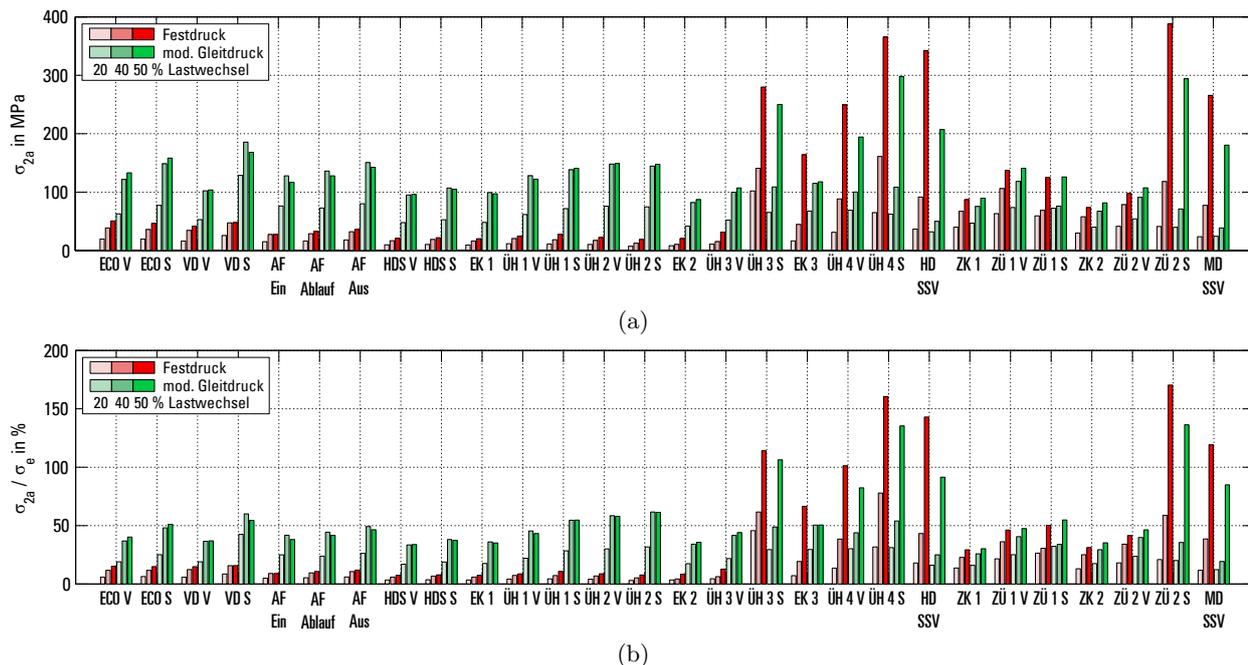


Abb. 6.15.: Vergleich der absoluten (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogenen Spannungsschwingbreite (b) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb

Die sich durch Druck- und Temperaturänderung ergebenden Bauteilspannungen sind in Abb. 6.15 (a) dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Belastung infolge Temperaturänderung stärker ins Gewicht fällt als die der Druckänderung und auch, dass die zuvor genannten Überhitzer und Zwischenüberhitzer im Austrittsbereich des Kessels sowie die Turbinenschnellschlussventile die höchsten Spannungsschwingbreiten aufweisen. Dieses Bild verstärkt sich nochmals bei der in Abb. 6.15 (b) dargestellten, auf die Dauerfestigkeit bezogenen Spannungsschwingbreiten. Mit höherer Temperatur sinkt allgemein die Dauerfestigkeit, daraus ergeben sich für die letzten Überhitzer und Zwischenüberhitzer, sowie die Turbinenschnellschlussventile höhere relative Schwingbreiten. Am höchsten beansprucht sind dabei ÜH 4 Sammler mit 160 % bzw. 135 %, das HD-SSV mit 143 % bzw. 92 % sowie ZÜ 2 Sammler mit 170 % bzw. 136 % relativer Spannungsschwingbreite, jeweils im Fest- und Gleitdruckbetrieb.

Überschreitet die auftretende Spannungsschwingbreite die jeweilige Dauerfestigkeit, also die 100 % Linie in Abb. 6.15 (b), ist in der Konsequenz ein Lebensdauerverlust in Folge der Wechslerschöpfung zu erwarten. Die beim Vergleich von Festdruck und Gleitdruck ermittelten Lebensdauerer-

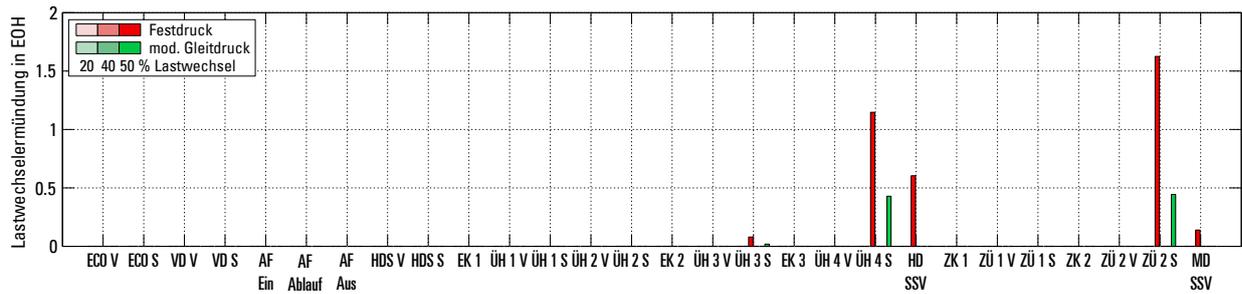


Abb. 6.16.: Vergleich des resultierenden Lebensdauerungsverbrauchs infolge Wechselbeanspruchung in äquivalenten Betriebsstunden ($1 \text{ EOH} = \frac{1}{200.000}$ der Gesamtlebensdauer) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb

luste sind in Abb. 6.16 in der Einheit von äquivalenten Betriebsstunden¹ (EOH) aufgetragen. Im Festdruckbetrieb wird ein Lebensdauerungsverbrauch von 1,15 für ÜH 4 Sammler, 0,6 EOH für das HD-SSV und 1,63 EOH für ZÜ 2 Sammler prognostiziert. In geringerem Maße sind darüber hinaus auch ÜH 3 Sammler (0,08 EOH) sowie das MD-SSV (0,12 EOH) betroffen. Im Gleitdruckbetrieb ergibt sich eine Bauteilerschöpfung von 0,43 EOH für den ÜH 4 Sammler und von 0,44 EOH für den ZÜ 2 Sammler.

Insgesamt muss hierbei festgehalten werden, dass das Ergebnis der hier angewendeten Methode zur Ermittlung der Wechsellerschöpfung nur einen groben Richtwert darstellt. Tatsächlich überlagern sich verschiedene Schädigungsmechanismen, was zu einer Erhöhung des Absolutwertes des Lebensdauerungsverbrauches führt. Für den hier dargestellten Vergleich zweier Betriebsarten, bei denen die wesentliche Unterscheidung in der dynamischen Bauteilbelastung liegt, eignet sich diese Methode jedoch hervorragend, um die Auswirkungen im Verhältnis zueinander darzustellen. Daher kann zusammengefasst werden, dass der Gleitdruckbetrieb trotz höherer Druckamplituden in der HD-Strecke und schlechterer Regelgüte der Dampftemperaturen aufgrund des geringeren stationären Einbruchs der FD- und HZÜ-Temperatur geringere Spannungsamplituden und einen geringeren Lebensdauerungsverbrauch in Folge von Wechsellerschöpfung aufweist.

¹Equivalent Operating Hours bzw. EOH, wobei eine EOH einen 200.000-stel der Gesamtlebensdauer entspricht

6.2. Betrieb bei erhöhten Lastgradienten

Zur Sicherstellung einer anlagenschonenden Fahrweise begrenzt die Blockführung den Lastgradienten, mit welchem die üblicherweise sprungförmig auftretenden Änderungen des Fahrplans oder der verschiedenen Regelanforderungen, insbesondere der Minutenreserve, an die unterlagerten Regelkreise, z.B. an die Brennstoffregelung, weitergegeben werden. Standardmäßig ist hierfür in jedem Block des Kraftwerks ein Lastgradient von $1,6 \text{ \%/min}$ vorgegeben. Als grundlegende Flexibilisierung des Kraftwerkes kann eine Erhöhung dieses vorgegebenen Lastgradienten erfolgen, jedoch ist hierbei mit einem veränderten dynamischen Verhalten der Anlage zu rechnen, sowie mit steigendem Lebensdauerverbrauch einiger Komponenten durch die abnehmende Regelqualität von Drücken und Temperaturen und den daraus resultierenden Spannungen. Weiterhin stellt sich die Frage, bis zu welchem Grad die vorgegebene Gradientenbegrenzung den limitierenden Faktor bei der Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit darstellt und ab wann die Trägheit des Systems schnellere Laständerungen verbietet. Zur Untersuchung dieses Optimierungspotentials wurde eine umfangreiche Simulationsstudie durchgeführt. Hierbei wurden sowohl positive, als auch negative Lastwechsel mit einer Amplitude von ca. 20, 40 und 50 % der Nennlast ausgehend von einem Betriebspunkt bei Volllast analog zu dem im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Szenario simuliert. Darüber hinaus wurde ebenfalls der Einfluss des im vorangegangenen Kapitel beschriebenen modifizierten Gleitdruckbetriebes unter Berücksichtigung der Erhöhung des Lastgradienten untersucht. Hierfür wurde jeweils neben dem Szenario mit dem bisherigen Lastgradienten, ein Szenario mit der zweifachen Laständerungsgeschwindigkeit, d.h. mit $3,2 \text{ \%/min}$ pro Kessel, gerechnet.

6.2.1. Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen

Im folgenden Abschnitt werden dynamische Verläufe für die Laständerungen mit einfachem und doppeltem Laständerungsgradienten (LÄG) jeweils für den Festdruckbetrieb und den modifizierten Gleitdruckbetrieb dargestellt. In Abb. 6.17 sind die Verläufe der Generatorleistung für den negativen Lastwechsel (links) und den positiven Lastwechsel (rechts) dargestellt.

Insgesamt kann anhand der Verläufe in Abb. 6.17 gezeigt werden, dass die Gradientenbegrenzung der Blockführung über weite Strecken der Laständerungen tatsächlich das für die Dynamik beschränkende Objekt darstellt, sodass sich durch die Verdopplung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit die Gesamtzeit der Laständerungen deutlich reduziert. Ausgenommen hiervon ist die Totzeit des Systems, welche durch die veränderten Lastgradienten nicht beeinflusst wird, da diese lediglich maximale Gradienten begrenzen und dadurch erst nach dem Ablauf der Totzeit eingreifen beginnt. Zudem ist zu erkennen, dass die Gradienten durchaus höhere Werte als die vorgegebenen $1,6$ bzw. $3,2 \text{ \%/min}$ pro Kessel erreichen können. Der Grund dafür liegt in der Position der Gradientenbegrenzung innerhalb der Leittechnik. Durch die sehr hohe Anordnung in der Hierarchie der Blockführung (siehe Abb. 4.2), wird lediglich der durch den veränderten Fahrplansollwert erzeugte Gradient des Sollwertes-Wärmeleistung begrenzt, Änderungen der Generatorleistung, beispielsweise durch Ein- und Ausspeichern von Energie oder durch die Korrekturregelung (siehe Abb. 4.3) werden hierdurch nicht beschränkt. Ob speziell die Kohlemühlen tatsächlich die geforderte Laständerungsgeschwindigkeit von $3,2 \text{ \%/min}$ pro Kessel für größere Lastwechsel gewährleisten

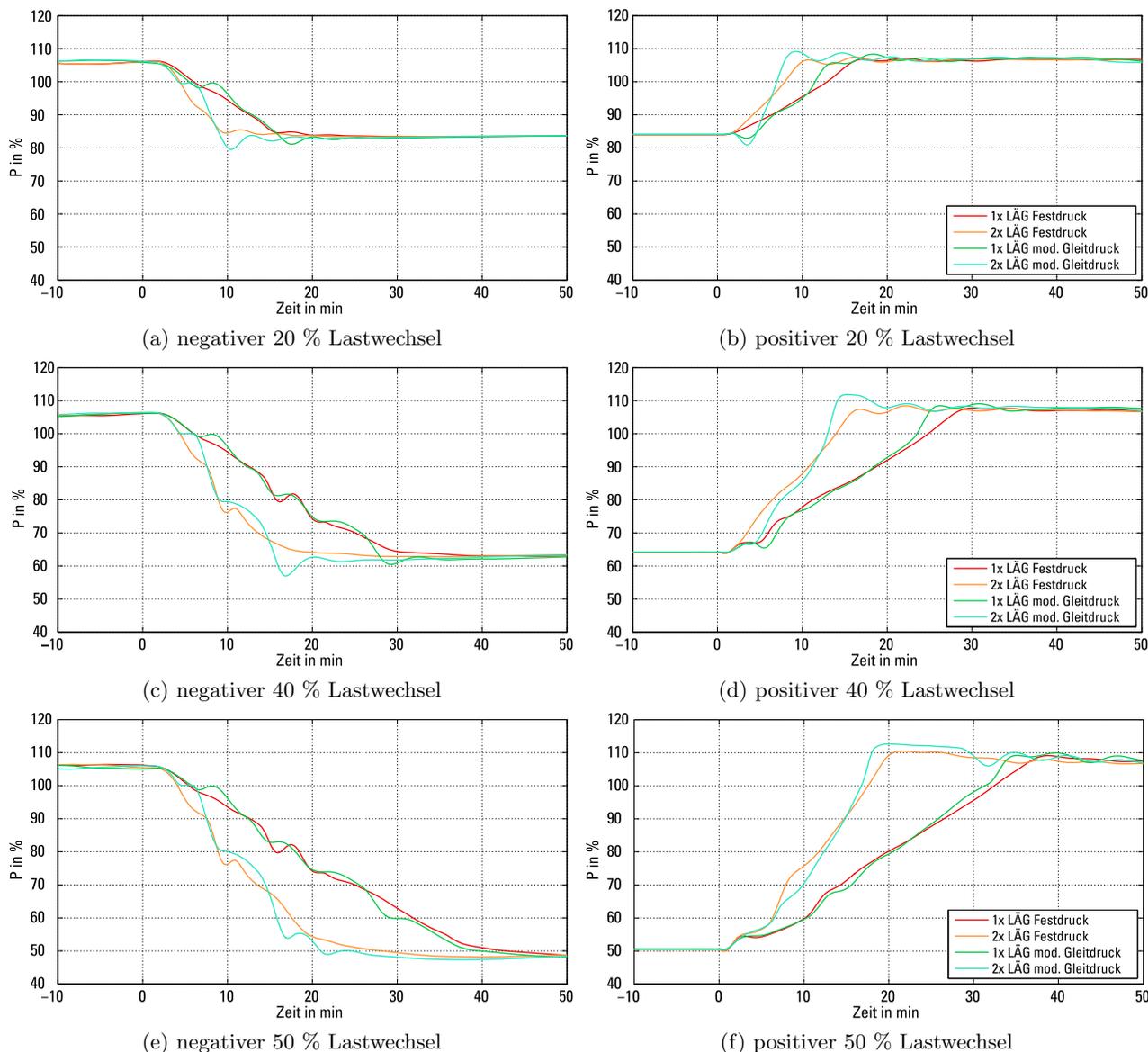


Abb. 6.17.: Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel

können, ist ggf. zu prüfen. Verschiedene Versuche (z.B. [80]) haben gezeigt, dass dies nicht für jeden Betriebszustand der Anlage gewährleistet werden kann.

Wie bereits im vorigen Kapitel beschrieben, wird im modifizierten Gleitdruckbetrieb im Vergleich zum Festdruckbetrieb mehr Energie ein-, bzw. ausgespeichert, wodurch es zu erheblichen Schwankungen der Generatorleistung während der Lastwechsel kommt. Dieser Effekt verstärkt sich nochmals bei der Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit. Im Festdruckbetrieb sind kaum Schwankungen der Generatorleistung zu erkennen, lediglich bei der Abschaltung von Kohlemühlen z.B. bei ca. 10 min beim negativen Lastwechsel sind leichte Abweichungen von der vorgegebenen Lastrampe festzustellen. Im Vergleich der verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten ist hierbei kaum eine Erhöhung der Schwankungen sichtbar.

In Abb. 6.18 wird der Sollwert Wärmeleistung gezeigt. Für den Festdruckbetrieb mit einfachem Lastgradienten ergibt sich ein nahezu geradliniger Verlauf, sowohl für die positiven, als auch für die negativen Lastwechsel. Lediglich bei den durch die Mühlenschaltungen induzierten Störungen sowie

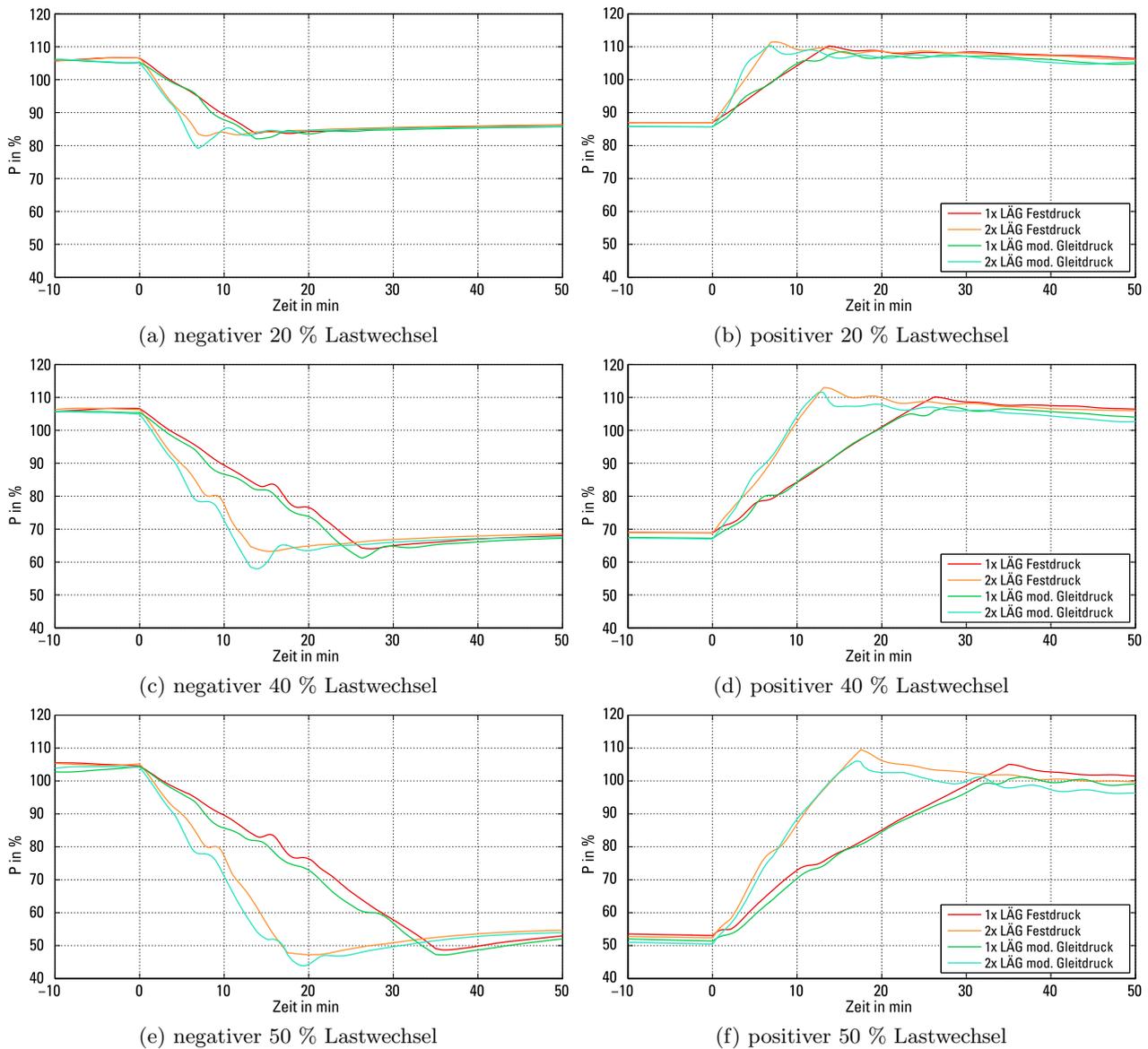


Abb. 6.18.: Zeitlicher Verlauf der Wärmeleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel

am Ende der positiven Lastrampe weicht der Sollwert Wärmeleistung leicht von der Rampenform ab. Auch für den doppelten Lastgradienten zeigt sich im Festdruckbetrieb ein ähnliches Verhalten. Für den modifizierten Gleitdruckbetrieb sind bereits bei einfachen Lastgradienten leichte Unterschwinger nach dem negativen Lastwechsel erkennbar. Für den doppelten Lastgradienten erhöhen sich diese nochmals. Nach der positiven Laständerung fällt die Übersteuerung der Wärmeleistung ebenfalls deutlich auf.

Abbildung 6.19 zeigt die Korrektur der Wärmeleistung, welche, wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, bei Abweichungen der Generatorleistung vom Prädiktorwert zum Eingriff kommt. Bei der Betrachtung der Kurven sind bei kleinen Lastwechseln größere Störungen lediglich im Gleitdruckbetrieb festzustellen. Mit größer werdenden Lastwechseln nehmen diese auch im Festdruckbetrieb zu. Grundsätzlich ist, wie zu erwarten war, ein stärkerer Korrekturingriff mit zunehmendem Lastgradienten erkennbar, jedoch nehmen die relativen Unterschiede mit Erhöhung der Lastwechselamplitude stark ab. Ein Schwachpunkt der derzeitigen Regelung zeigt sich in der stationären Abweichung der

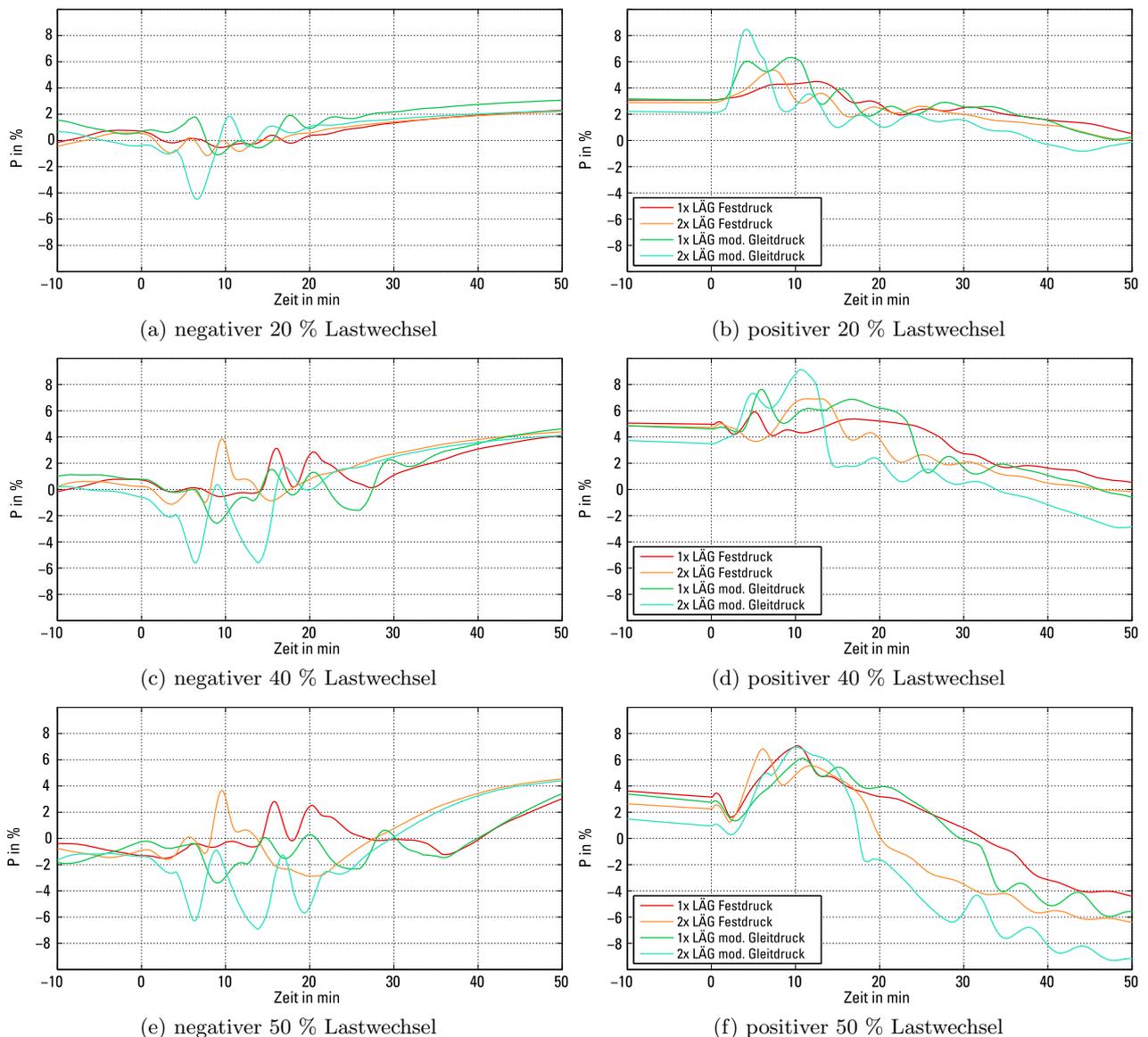


Abb. 6.19.: Zeitlicher Verlauf der Korrektur der Wärmeleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel

Wärmeleistungskorrektur nach Lastwechseln. Die gezeigten Abweichungen begründen sich hier mit den unterschiedlichen Wirkungsgraden des Prozesses in Abhängigkeit der Last. Diese Lastabhängigkeit des Wirkungsgrades ist jedoch im derzeitigen Blockregelkonzept nicht implementiert und muss daher als Störung ausgeregelt werden.

In Abb. 6.20 sind die Verläufe der Fischdampftemperatur für die simulierten Szenarien dargestellt. Neben den hierbei auftretenden stationären Temperatureinbrüchen, die bereits im vorigen Kapitel diskutiert wurden, sind hier erhöhte dynamische Schwankungen sowohl bei den negativen, als auch bei den positiven Laständerungen erkennbar. Im Festdruckbetrieb sind kaum Änderungen der Amplituden bei Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit erkennbar, Temperaturdifferenzen sind hier lediglich auf den stationären Einbruch der Temperatur in tiefer Teillast, also bei Lastensenkungen von über 20 % zurückzuführen. Im modifizierten Gleitdruckbetrieb hingegen werden starke Änderungen der Frischdampftemperaturen aufgrund der Lastwechsel hervorgerufen, die sich mit steigendem Lastgradienten erheblich verstärken. Bereits die Laständerung um 20 % verursacht

ähnlich hohe Temperaturschwankungen sowohl für die positive, als auch für die negative Laständerung. Diese Temperaturschwankungen nehmen mit zunehmender Lastwechselamplitude nochmals zu.

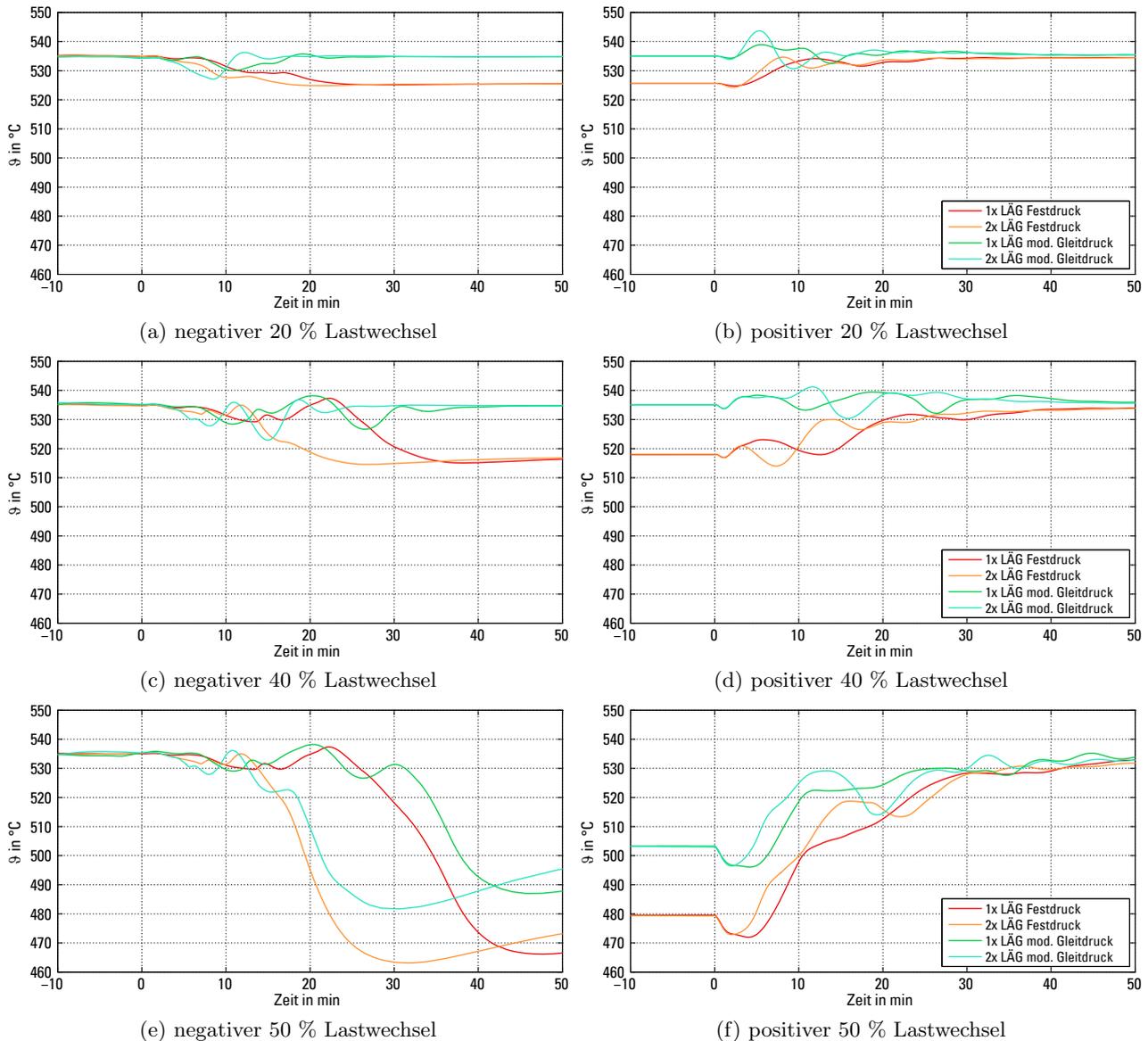


Abb. 6.20.: Zeitlicher Verlauf der Frischdampf Temperatur bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit

Bei der Darstellung der ZÜ-Austrittstemperaturen in Abb. 6.21 werden ähnliche Effekte wie bei den Frischdampftemperaturen sichtbar. Für den Festdruckbetrieb ist auch hier kaum ein Unterschied zwischen einfachen und verdoppelten Lastgradienten festzustellen, die maximalen Temperaturdifferenzen werden von der stationären Temperaturabweichung in Teillast verursacht, dynamische Temperaturänderungen sind im Vergleich hierzu zu vernachlässigen. Für den Fall des modifizierten Gleitdruckbetriebes nehmen in den 20 % und die 40 % Laständerungen die dynamischen Temperaturänderungen eine dominierende Rolle ein. Es kommt hier selbst beim kleinen Lastwechsel von 20 % zu Temperaturschwankungen von gut 15 K. Die stationären Einbrüche der ZÜ-Austrittstemperaturen werden auch hier erst bei weiteren Lastensenkungen auf unter 60 %

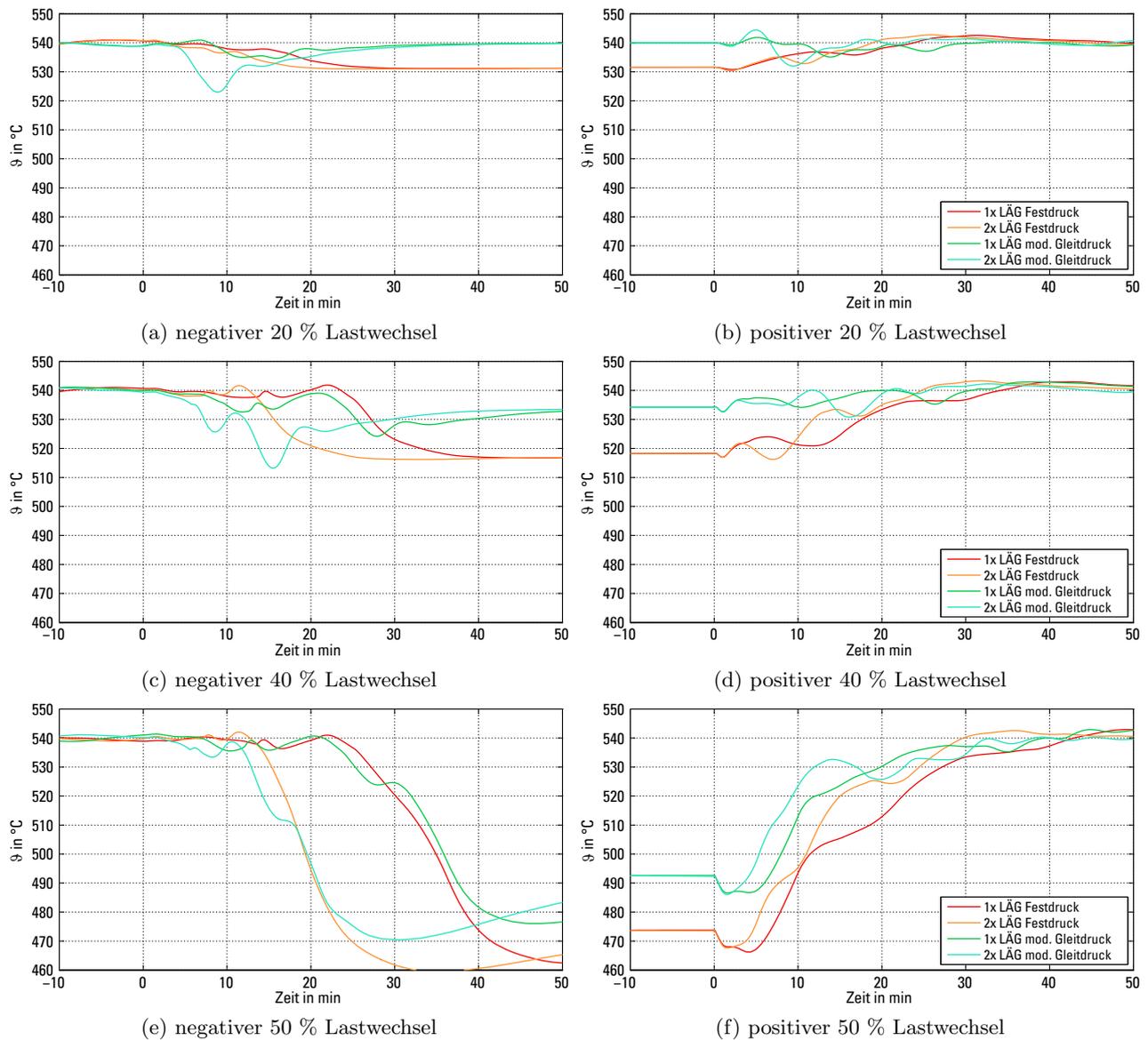


Abb. 6.21.: Zeitlicher Verlauf der heißen Zwischenüberhitzungstemperatur bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit

relevant. Beim Vergleich von einfachen und doppelten Lastgradienten ist eine sehr starke Zunahme der Temperaturschwankungen zu erkennen.

Auch bei der Betrachtung der Schwankungen des Abscheiderfüllstandes, dargestellt in Abb. 6.22 sind deutliche Schwankungen bei den durchgeführten Lastwechselszenarien erkennbar. Im Festdruckbetrieb nehmen die Schwankungen mit größer werdenden Lastwechselamplituden zu und auch bei der Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit ist eine leichte Zunahme der Schwankungen zu verzeichnen. Betrachtet man den Füllstandsverlauf im modifizierten Gleitdruckbetrieb, sind aus den bereits im vorigen Kapitel beschriebenen Gründen ebenfalls Schwankungen zu erkennen. Eine Zunahme der Schwankungen für Lastwechsel mit größer werdenden Amplituden kann für den modifizierten Gleitdruckbetrieb nicht verzeichnet werden. Eine Erhöhung des maximal zulässigen Lastgradienten führt jedoch im Falle des modifizierten Gleitdruckbetriebes zu einer erheblichen Steigerung der Füllstandsschwankungen.

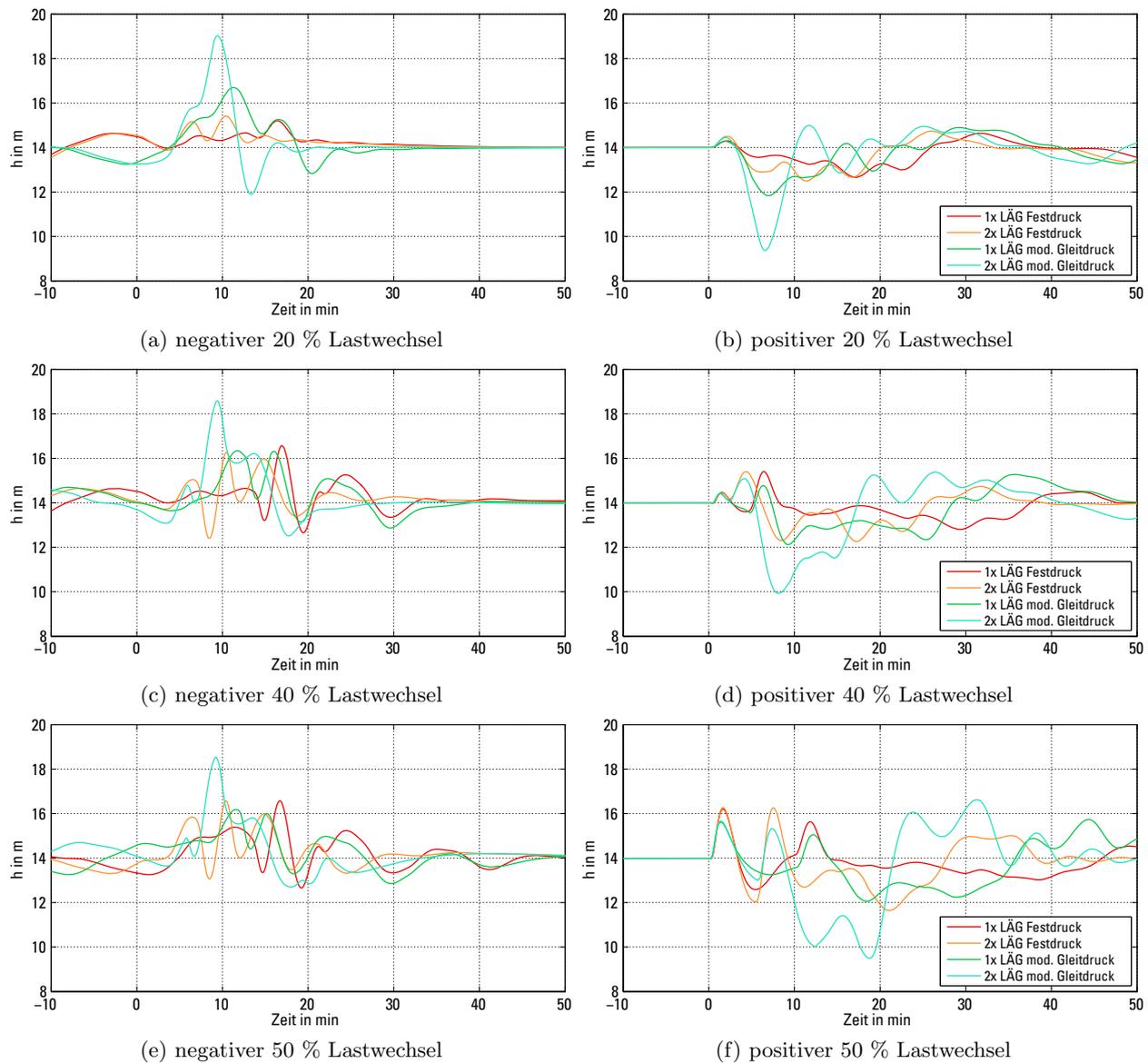


Abb. 6.22.: Zeitlicher Verlauf des Abscheiderfüllstandes bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel

6.2.2. Lastfolgeverhalten

Als zentrales Ergebnis der hier durchgeführten Untersuchungen zur Variation des Lastgradientens ist die sich tatsächlich einstellende, effektive Laständerungsgeschwindigkeit von Interesse. Wie oben beschrieben, bezieht sich die durchgeführte Parametervariation nur auf die Änderung des maximal zulässigen Werts des Lastgradientens bei der Vorsteuerung der Wärmeleistung. Tatsächlich auftretende Lastgradienten können davon erheblich abweichen, etwa wenn nicht der hier betrachtete Gradientenbegrenzer limitierend im Eingriff ist, sondern der Prozess selbst Totzeiten und höhere Trägheiten aufweist.

Zur Bewertung der Laständerungsgeschwindigkeit werden zwei unterschiedliche Verfahren, die Tangentenmethode und die 90 %-Methode verwendet, welche in Abb. 6.23 dargestellt sind.

Kriterium zur Bestimmung des Laständerungsgradientens nach der Tangentenmethode bildet der Anstieg der Wendetangente. Für die 90 %-Methode nach [77] wird die Zeitdauer bis zum Errei-

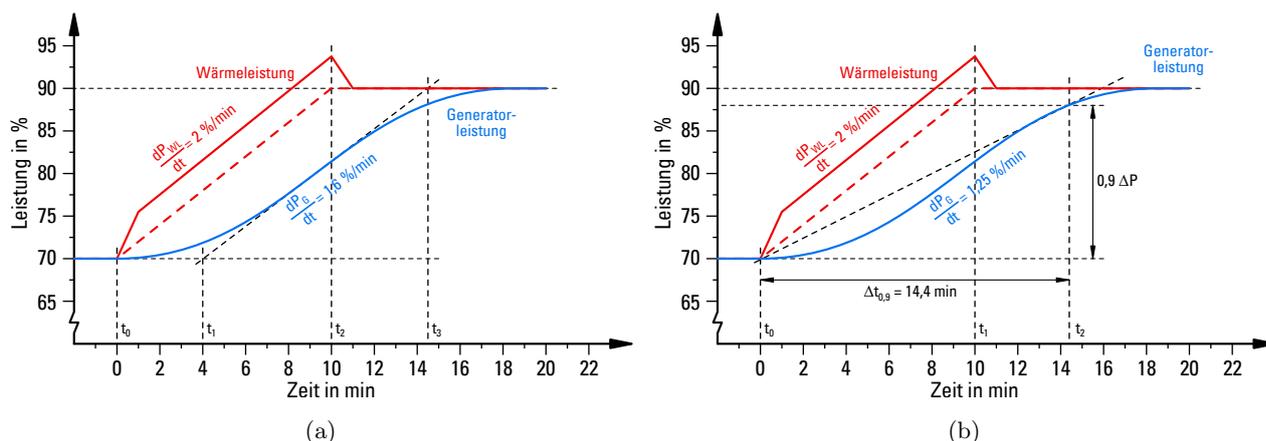


Abb. 6.23.: Methodik zur Bewertung der Dynamik bzw. des Lastfolgeverhaltens: Tangenten-Methode (a) und 90%-Methode (b)

chen von 90 % der Laständerung ins Verhältnis zur hierbei auftretenden Sprunghöhe gesetzt. Die 90 %-Methode berücksichtigt die Totzeit des Prozesses und gibt daher gewissermaßen eine mittlere Laständerungsgeschwindigkeit aus, über die Tangentenmethode wird die tatsächlich auftretende maximale Laständerungsgeschwindigkeit bestimmt.

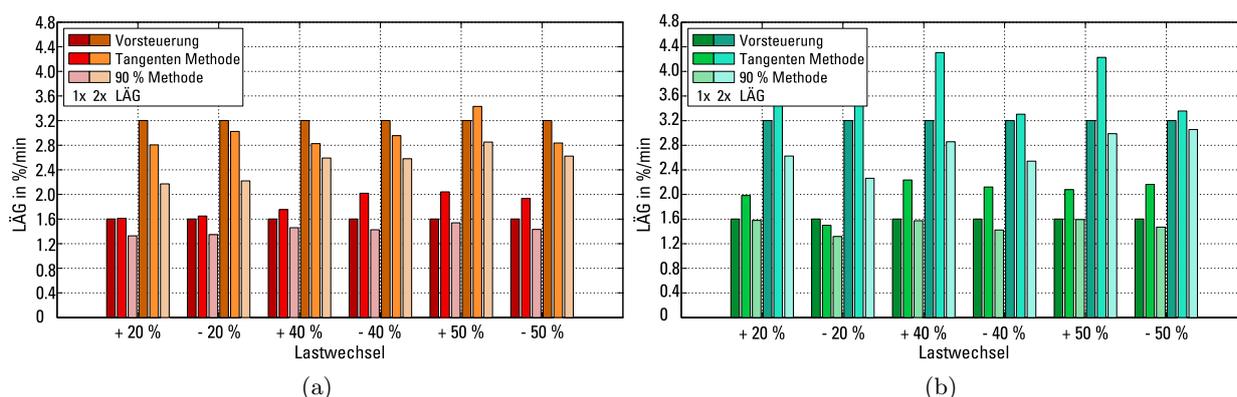


Abb. 6.24.: Vergleich der sich einstellenden Laständerungsgeschwindigkeit der Generatorleistung bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten - Festdruck (a) und modifizierter Gleitdruck (b)

Die vorgestellten Methoden sollen nun angewendet werden, um den Lastwechselbetrieb für das oben dargestellte Szenario mit der Verdopplung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit der Vorsteuerung der Wärmeleistung zu bewerten. Abbildung 6.24 zeigt die sich einstellenden Laständerungsgeschwindigkeiten der Generatorleistung bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten für den Festdruckbetrieb (a) und den modifizierten Gleitdruckbetrieb (b). Als Referenz wurden hierbei die positiven und negativen Lastwechsel mit den Amplituden von 20, 40 und 50 % zu Grunde gelegt. Der Gradient der Vorsteuerung wird durch die Eingabe der Begrenzung variiert und beträgt für den einfachen Lastgradienten 1,6%/min, für die doppelte Laständerungsgeschwindigkeit 3,2%/min. Die tatsächlich auftretende maximale Laständerungsgeschwindigkeit (Tangentenmethode) liegt für den Festdruckbetrieb etwa in der Größenordnung der Begrenzung der Vorsteuerung. Für den modifizierten Gleitdruckbetrieb kommt es durch das ausgeprägte Ein- und Ausspeicherverhalten im Prozess zu teilweise deutlich höheren Laständerungsgeschwindigkeiten im Prozess, welche einen um bis zu 35 % höheren Wert in Bezug auf den vorgegebenen Lastgradienten zeigen.

Der tatsächlich auftretende Lastgradient, welcher über die 90 % Methode ermittelt wurde liegt erwartungsgemäß stets unterhalb der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit. Grund hierfür stellt die genannte Charakteristik der Begrenzung dar, wodurch Totzeiten und größere Prozessträgheiten zu einer langsameren Laständerungsgeschwindigkeit führen.

Als Ergebnis der hier durchgeführten Untersuchungen kann festgehalten werden, dass eine Verdopplung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit zu einer Steigerung der effektiven Laständerungsgeschwindigkeit um 65 bis 97 % führt. Weiterhin kann festgestellt werden, dass aufgrund der strukturellen Anordnung des Gradientenbegrenzers die tatsächlich auftretenden Lastgradienten zum Teil deutlich über den vorgegebenen Lastgradienten liegen, was eine spezielle Bewertung hinsichtlich Bauteilspannungen und Lebensdauerverbrauch erforderlich macht.

6.2.3. Regelgüte

Wie an den dynamischen Zeitverläufen des vorherigen Abschnittes deutlich wird, führt die Steigerung der Laständerungsgeschwindigkeit zu einer Zunahme der Regelfehler während der Laständerungen. Bei den Regelkreisen ohne Vorsteuerung führt die schnellere Änderung der Regelgrößen mit Erhöhung des Lastgradienten bei unveränderter Einstellung der Regler zwangsläufig zu höheren Abweichungen.

Der Einfluss der erhöhten Laständerungsgeschwindigkeit auf die Regelgüte der Generatorleistung, des Abscheiderfüllstandes sowie der FD- und HZÜ-Temperatur ist in Abb. 6.25 dargestellt.

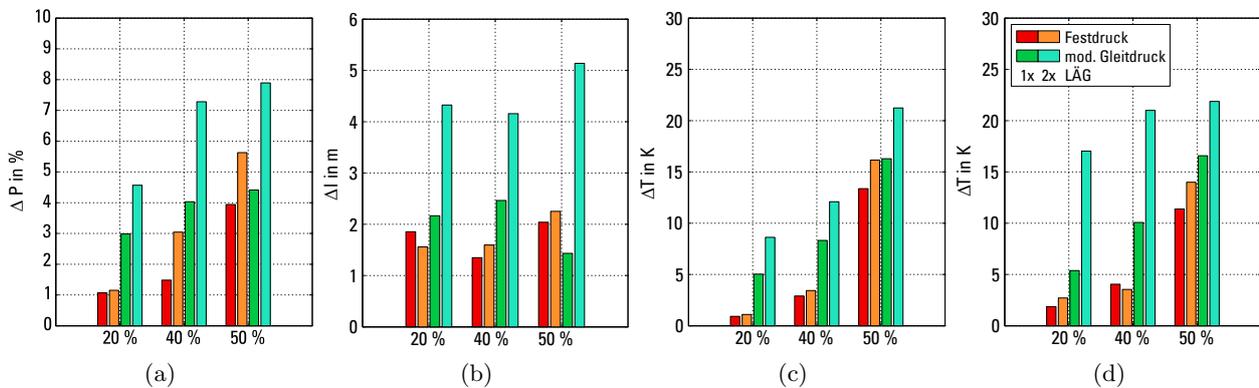


Abb. 6.25.: Vergleich der maximalen Regelabweichung für die Generatorleistung (a), den Abscheiderfüllstand (b), sowie für die FD- (c) und HZÜ- (d) Temperatur

Bei der Betrachtung der Regelabweichung der Generatorleistung in Abb. 6.25 (a) im Festdruckbetrieb, kann für den größten Lastwechsel eine Erhöhung von 3,9 auf 5,6 % (Faktor 1,4) für die Verdopplung des Lastgradienten beobachtet werden. Im Gleitdruckbetrieb fällt die Erhöhung mit einer Steigerung von 4,4 auf 7,9 % (Faktor 1,8) nochmals deutlich kritischer aus.

Für die Regelgüte des Abscheiderfüllstandes ergibt sich im Fall des Festdrucks beim maximalen Lastwechsel eine Erhöhung des Regelfehlers um etwa 10 % von 2 auf 2,3 m. Im Gleitdruckbetrieb erhöht sich hier die maximale Abweichung vom Sollwert um 69 % von 2,5 auf 4,2 m. Damit liegt der Regelfehler in der gleichen Größenordnung wie die maximal zulässige Abweichung von 4,2 m, daher würde eine derartige Fahrweise eine grundlegende Optimierung der Füllstandsregelung erforderlich machen.

Bei den Dampftemperaturen zeigt sich ein ähnliches Maß der Erhöhung des Regelfehlers bei verdoppelter Laständerungsgeschwindigkeit. Im Festdruck vergrößert sich die maximale Überschwinghöhe für die Frischdampf Temperatur um etwa 20 % von 13,4 auf 16,2 K und für die HZÜ-Temperatur ebenfalls um etwa 23 % von 11,4 auf 14 K. Im Gleitdruck erhöht sich der Regelfehler für die FD-Temperatur und die HZÜ-Temperaturen um etwa 30 % von 16,3 auf 21,2 K, bzw. von 16,6 auf 21,9 K.

6.2.4. Bauteilbeanspruchung

Für die Bewertung einer möglichen Anhebung der Laständerungsgeschwindigkeit sollen die Bauteilbeanspruchungen ermittelt werden, um eine ganzheitliche Bewertung zu ermöglichen. Die Vorgehensweise entspricht hierbei ebenfalls dem in Abschnitt 6.1.4 angewendeten Verfahren und den damit verbundenen Randbedingungen.

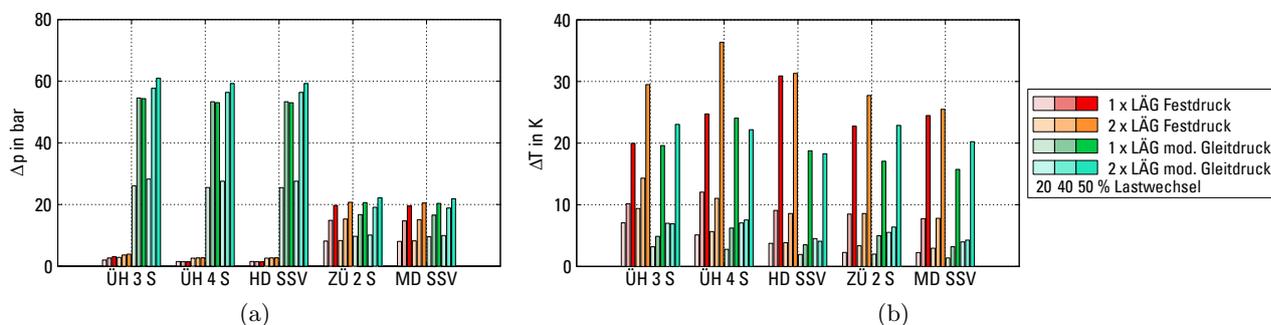


Abb. 6.26.: Belastung der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) während Laständerungen

In Abb. 6.26 sind die maximal auftretenden Druckamplituden und Wandtemperaturdifferenzen für den Fall des einfachen und des verdoppelten Lastgradienten dargestellt, wobei aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nur noch die beim Vergleich von Festdruck und Gleitdruckbetrieb (Abschnitt 6.1.4) am höchsten beanspruchten Bauteile dargestellt sind. Auch hier sind die verschiedenen Betriebsweisen in unterschiedlichen Farben und die Lastwechselamplitude von klein (hell) bis groß (dunkel) illustriert. Erwartungsgemäß hat die Verdopplung der Laständerung auf die Erhöhung der Druckamplituden nur eine geringe Auswirkung, da der entsprechende Regelkreis auch hier noch schnell genug korrigiert. Die Wandtemperaturdifferenzen zeigen für den Festdruckbetriebs bei Verdopplung des Lastgradientens eine geringe Erhöhung, welche im Mittel bei etwa 20 % liegt, im Einzelnen jedoch auch bis zu knapp 50 % betragen kann (ÜH 3 S für 50 % Lastwechsel). Im Gleitdruckbetrieb fällt diese Erhöhung bei der Verdopplung des Lastgradienten mit etwa 10 % im Mittel etwas geringer aus.

Abbildung 6.27 zeigt die aus den Druck- und Temperaturänderungen resultierenden Bauteilspannungen (a), bzw. die Bauteilspannungen im Verhältnis zur Dauerfestigkeit (b). Aufgrund der erhöhten Wandtemperaturdifferenz bei verdoppelter Laständerungsgeschwindigkeit zeigt sich eine im Mittel um etwa 13 % erhöhte Spannungsschwingbreite für den Festdruckbetrieb bzw. eine Erhöhung um ca. 8 % für den Gleitdruckbetrieb. Beispielsweise für den Überhitzer 4 Sammler (ÜH 4 S) sind Erhöhungen von knapp 50 % zu erkennen.

In Abb. 6.28 ist die resultierende Lastwechsellermüdung als Folge der Verdopplung des Lastgradienten für die untersuchten Szenarien dargestellt. Hierbei zeigt sich für den Festdruckbetrieb, dass

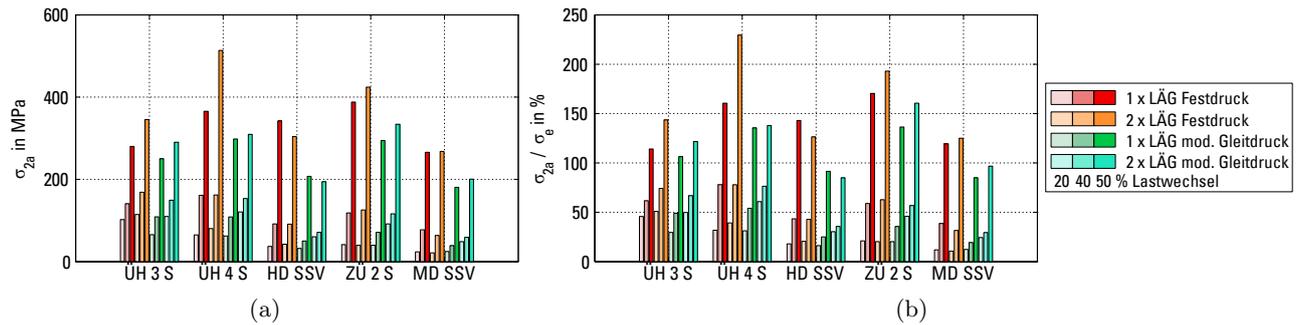


Abb. 6.27.: Absolute (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogene Spannungsschwingbreite (b) während Laständerungen

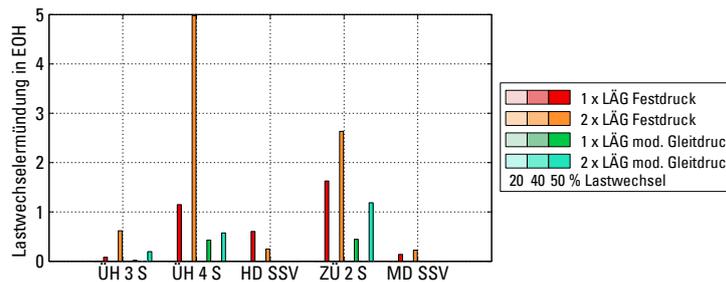


Abb. 6.28.: Resultierender Lebensdauererbrauch infolge Wechselbeanspruchung in äquivalenten Betriebsstunden ($1 \text{ EOH} = \frac{1}{200.000}$ der Gesamtlebensdauer)

z.B. der maximal auftretende Lebensdauererbrauch am ÜH 4 Sammler von 1,1 auf 5 EOH ansteigt und auch für die weniger belasteten Bauteile zeigen sich teils erhebliche Steigerungen des Lebensdauererbrauches, was den nichtlinearen Charakter der hier gezeigten Effekte verdeutlicht. Auch für den Gleitdruckbetrieb zeigt sich mit der Verdopplung der Lastgradienten eine Erhöhung des Lebensdauererbrauches, insbesondere im ZÜ 2 Sammler mit 1,2 statt 0,4 EOH. Insgesamt fällt die Erhöhung hier aber weniger kritisch aus.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass sowohl für den Gleitdruckbetrieb, als auch für den Festdruckbetrieb bei der Verdopplung der Lastgradienten mit einer signifikanten Erhöhung der Temperaturdifferenzen an den dickwandigen Bauteilen zu rechnen ist und damit höhere Spannungen auftreten. Obwohl sich die auftretenden Regelabweichungen im Gleitdruckbetrieb proportional wesentlich stärker erhöhen, steigt der Lebensdauererbrauch der kritischen Komponenten nicht in gleichem Maße, was darauf zurückzuführen ist, dass die Überschwinger mit verhältnismäßig kleinen Amplituden nur einen geringen Einfluss auf den Lebensdauererbrauch haben, als die stationären Temperatureinbrüche im Festdruckbetrieb. Daher kommt es bei einer Überlagerung dieser stationären Temperatureinbrüche mit den Regelabweichungen zu einem überproportional stark ansteigenden Lebensdauererbrauch. Zudem kann festgehalten werden, dass in Bezug auf die Auslegung der Regler erhebliches Optimierungspotential besteht, welches insbesondere im Gleitdruckbetrieb zu einer deutlich anlagenschonenderen Fahrweise führen würde, wohingegen die auftretenden Phänomene der Dampftemperatureinbrüche im Festdruckbetrieb nur mit erheblichen Anpassungen der Prozesstechnik behoben werden könnten.

6.3. Fazit

Die vorrangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass der Gleitdruckbetrieb eine wirkungsgradgünstigere Fahrweise im Vergleich zum bisher genutzten Festdruckbetrieb darstellt. Weiterhin haben sich bereits beim derzeitig hinterlegten Lastgradienten Optimierungspotentiale zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens gezeigt, welche sich mit verhältnismäßig einfachen Anpassungen der Leittechnik umsetzen ließen. Die Erhöhung des Lastgradienten hat noch einmal in besonderem Maße aufgezeigt, welche Regelkreise eine entsprechende Optimierung benötigen. Zudem konnte festgestellt werden, in welchem Maße sich eine Verdopplung der zulässigen Lastgradienten auf die tatsächlich auftretenden Lastgradienten auswirkt und welche Konsequenzen sich daraus für die Bauteile ergeben. Im folgenden Abschnitt soll mit drei exemplarischen Varianten gezeigt werden, wie sich der dynamische Betrieb mit einfachen Methoden verbessern ließe.

6.4. Leittechnische Optimierungen

6.4.1. Vorsteuerung des Teillastwirkungsgrades

Konzept

Aufgrund des bisherigen Fokus des untersuchten Kraftwerkes auf den Volllastbetrieb erfolgt aktuell bei der Ermittlung der Feuerungsleistung anhand der gewünschten elektrischen Leistung keine Berücksichtigung des lastabhängigen Wirkungsgrades. Wie anhand des Wirkungsgradverlaufes über der Last in Abb 6.29 jedoch zu entnehmen ist, sind die Wirkungsgradänderungen gerade im unteren Lastbereich erheblich. Diese Wirkungsgradänderungen werden aktuell durch die Leistungskorrekturregelung bzw. die Heizwertkorrekturregelung kompensiert.

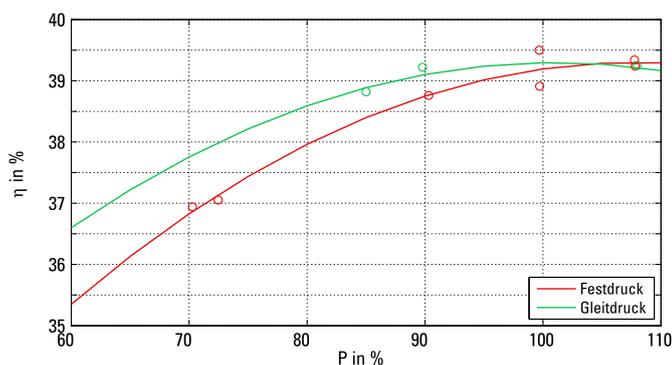


Abb. 6.29.: Lastabhängigkeit des Bruttowirkungsgrades für Gleit- und Festdruckfahrweise entsprechend [79]

Bei der zukünftig erwarteten Fahrweise mit häufigeren, größeren und mit höheren Laständerungsgeschwindigkeiten gefahrenen Lastwechseln bietet eine Berücksichtigung des lastabhängigen Wirkungsgrades Potential, die Leistungskorrektur zu entlasten und den Regelfehler im dynamischen Betrieb zu minimieren. Das Prinzipschema einer Umsetzung dieser Maßnahme in der Blockführung ist in Abb. 6.30 dargestellt. Hierbei wird ein zusätzlicher Pfad parallel zur Vorsteuerung und der eigentlichen Blockregelung eingeführt, welcher ebenfalls ein Prädiktormodell für die Blockdynamik beinhaltet und anschließend eine lastabhängige Wirkungsgradkennlinie enthält. Mit Hilfe dieser Kennlinie kann somit, z.B. bei Absenkung der Last und dem damit verbundenen Abfall des Wir-

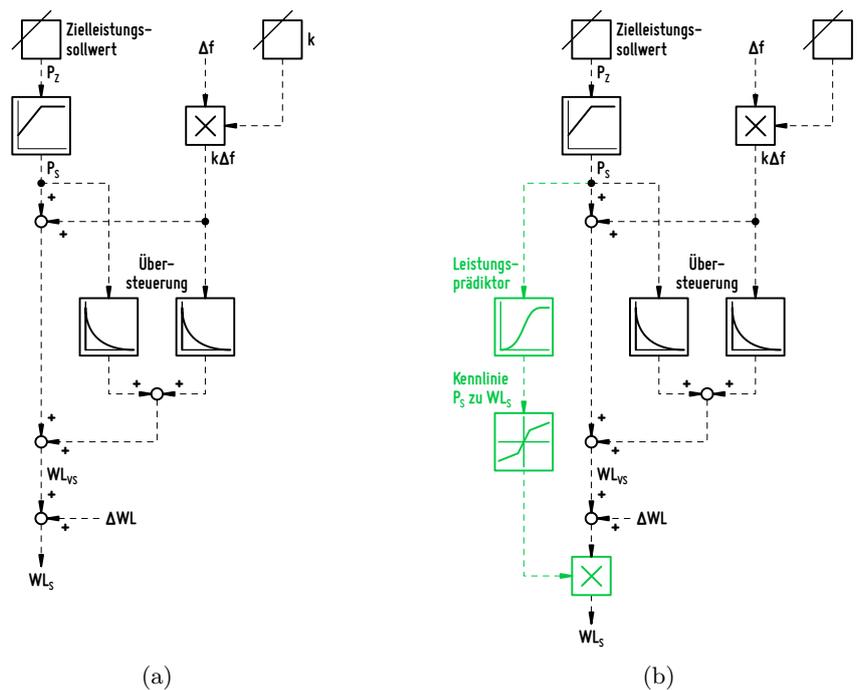


Abb. 6.30.: Optimierungsvorschlag für die Berücksichtigung des Teillastwirkungsgrades in der Blockführung: Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b)

kungsgrades, ein höherer Sollwert Wärmeleistung WL_S erzeugt werden, welcher anderenfalls durch die Blockregelung über die Korrektur der Wärmeleistung ΔWL erfolgen müsste.

Simulationsgestützte Bewertung

Zur Bewertung des gezeigten Optimierungsvorschlags wurde das in Abschnitt 6.1.1 gezeigte Szenario des Ist-Standes, also der Festdruckbetrieb mit einfachem Lastgradienten und der bisherigen Struktur der Leittechnik mit der optimierten Leittechnikvariante verglichen. Abbildung 6.31 zeigt hierfür die Generatorleistung sowie die Korrektur der Wärmeleistung ΔWL .

Wie anhand des Verlaufes der Korrektur der Wärmeleistung zu erkennen, kann die stationäre Abweichung bei Einsenkung der Last auf 80 bzw. 60% durch die Vorsteuerung des Teillastwirkungsgrades deutlich reduziert werden. Im 50% Lastpunkt fällt die Korrektur nicht so stark aus. Hier spricht die Heizwertkorrektur² an, welche das Verhältnis von Brennstoff- zu Frischdampfmassenstrom bewertet. Aufgrund der in Abschnitt 6.1.1 gezeigten einbrechenden Frischdampftemperaturen wird in diesem Lastpunkt jedoch ein verhältnismäßig höherer Massenstrom zur Erbringung der Generatorleistung benötigt, was zu einer Anregung der Heizwertkorrektur trotz konstanter Brennstoffeigenschaften und damit zu einer gegenläufigen Korrektur durch die Brennstoffregelung führt. Bei der Betrachtung der Generatorleistung in Abb. 6.31 lässt sich am Ende der Lastrampen ein im Vergleich zum Ist-Stand günstigeres Einschwingverhalten feststellen. Daher lässt sich zusammenfassen, dass eine gesteuerte Anpassung der Wärmeleistung an den lastabhängigen Wirkungsgrad ein geeignetes Instrument zur Vermeidung einer unnötigen Auslenkung des Leistungskorrekturreglers darstellt, welcher ansonsten ggf. bei zusätzlichen Störungen in seine Begrenzung laufen könnte.

²Heizwertkorrektur: langsamer Regelkreis zur Rückführung der Brennstoffregelung bei Heizwerteänderungen mit Zeitkonstanten im Bereich von 30 Minuten

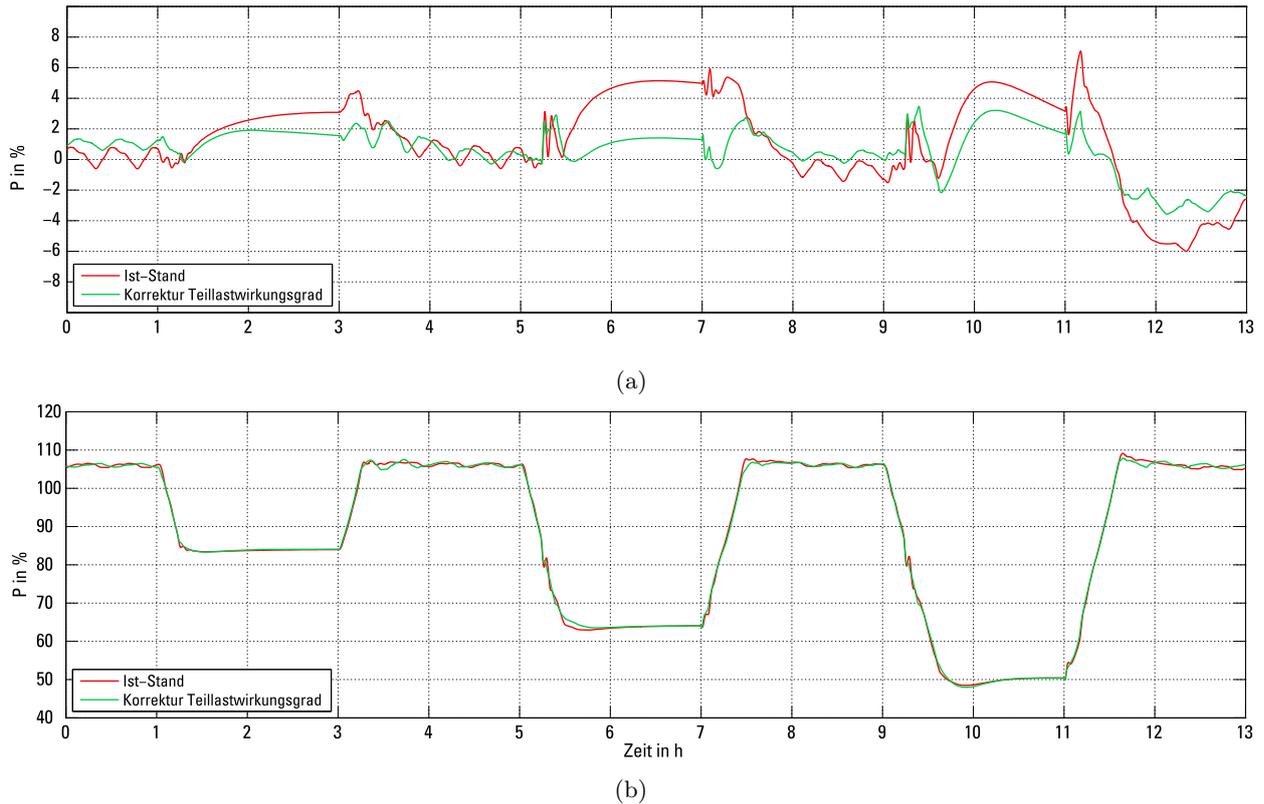


Abb. 6.31.: Zeitlicher Verlauf der Korrektur der Wärmeleistung (a) und der Generatorleistung (b) bei Vorsteuerung des Teillastwirkungsgrad im Vergleich mit Ist-Stand

6.4.2. Optimierte Sollwertführung der Dampftemperaturregelung

Konzept

Wie in Abb. 6.32 (a) nochmals verdeutlicht wird, ist der derzeit implementierte Ansatz der kaskadierten Dampftemperaturregelung darauf ausgelegt, jeweils durch den vorangehenden Einspritzkühler den nachfolgenden Einspritzkühler im Arbeitsbereich zu halten. Nur der jeweils letzte Regler der Kaskade regelt die Dampftemperatur. In diesem Konzept wird dabei die gewünschte Ventilstellung des nachfolgenden Einspritzkühlers vorgegeben, z.B. 30 %, damit in beide Richtungen ausreichende Regelreserven vorhanden sind. Öffnet das Ventil weiter als bis zum Sollwert, wird der Temperatursollwert des vorhergehenden Einspritzkühlers angehoben. Auch wenn das Konzept sehr weit verbreitet ist, und viele Vorteile mit sich bringt, gibt es dennoch entscheidende Nachteile:

- Es kann sich bei einem Einspritzbedarf oberhalb der Sollwertöffnung des letzten Einspritzkühlers kein stationärer Wert einstellen, d.h. die hintereinandergeschalteten Regelkreise schwingen wie in Abschnitt 5.4 gezeigt auch bei konstanten Randbedingungen permanent gegeneinander und erzeugen damit unnötige thermische und mechanische Belastungen in den Kesselbauteilen.
- Die Vorgabe einer konstanten Soll-Ventilstellung berücksichtigt nicht die Lastabhängigkeit des Einspritzmassenstromes, so wird bei geringerer Last anteilig weniger Massenstrom und damit eine geringere Ventilöffnung für die gleiche Temperaturdifferenz über den Einspritzkühler benötigt.

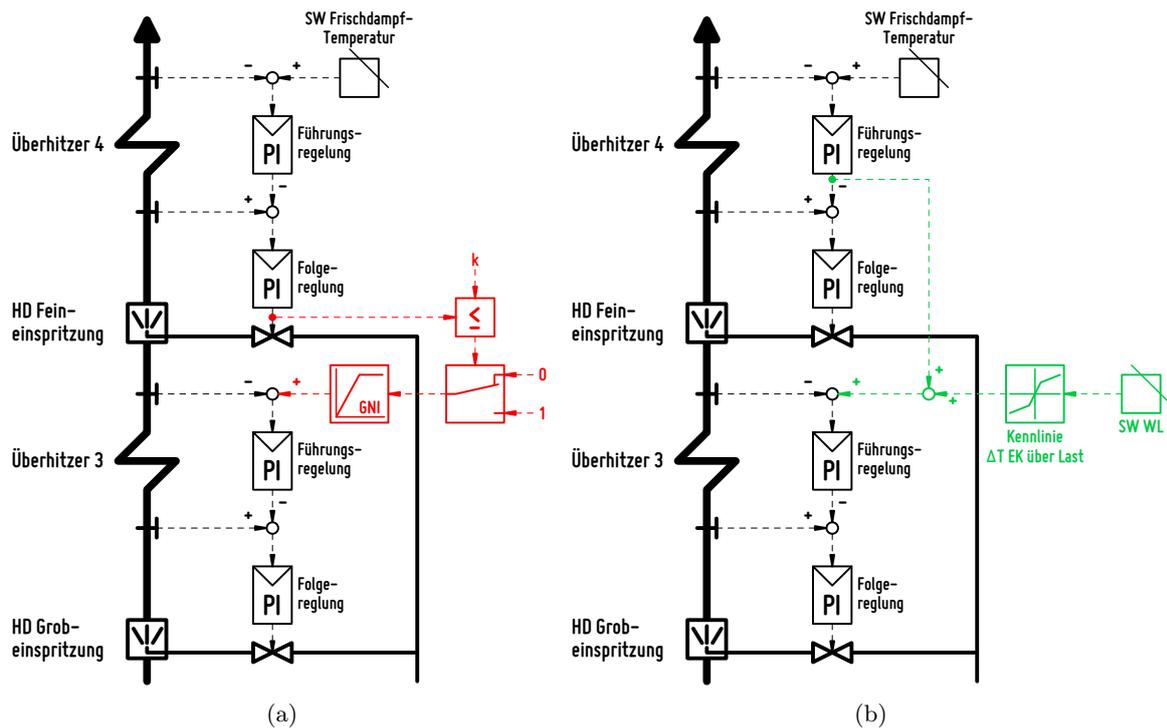


Abb. 6.32.: Optimierungsvorschlag für die Sollwertführung der Dampftemperaturregelung - Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) mit Vorgabe einer lastabhängigen Temperaturdifferenz über den Einspritzkühler

- Die Regelung reagiert nur passiv auf die lastabhängige stationäre Änderung der Dampftemperaturen, damit kann ggf. die eigentliche Aufgabe, also das schnelle Ausregeln von Störungen während der Lastwechsel, negativ beeinflusst werden.

Die Optimierung des Konzeptes sieht eine lastabhängige Kennlinie zur Vorgabe einer Temperaturdifferenz über die Einspritzkühler vor, wie in Abb. 6.32 (b) gezeigt wird. Die für die folgenden

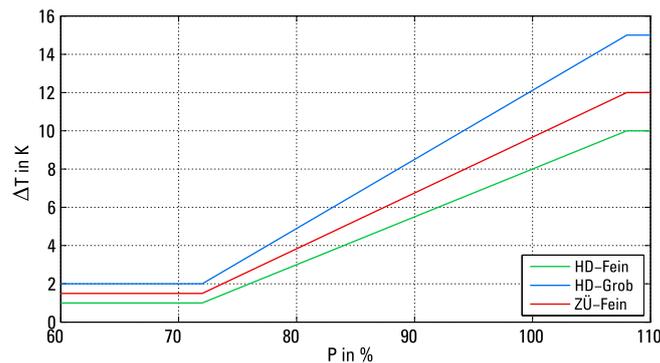


Abb. 6.33.: Vorschlag für eine lastabhängige Soll-Temperaturdifferenz über die Einspritzkühler

Untersuchungen genutzten Kennlinien für die Temperaturdifferenzen über die HD-Fein-, die HD-Grob-, sowie die ZÜ-Feineinspritzung sind in Abb. 6.33 dargestellt.

Simulationsgestützte Bewertung

Auch für die Variante der optimierten Sollwertführung für die Dampftemperaturen wurde, analog zum vorangegangenen Abschnitt, eine Simulationsrechnung zum Vergleich mit dem Ist-Stand durchgeführt. In Abb. 6.34 sind die dabei auftretenden Generatorleistungsverläufe dargestellt. Wie hier

zu erkennen ist, können durch die Optimierung der Sollwertführung der Dampftemperaturregelung die Schwingungen der Generatorleistung in Volllast vollständig vermieden werden. Gleichzeitig fällt die Überschwinghöhe nach den Lastwechseln deutlich geringer aus, sodass sich hier ein erheblicher Vorteil der optimierten Variante erkennen lässt.

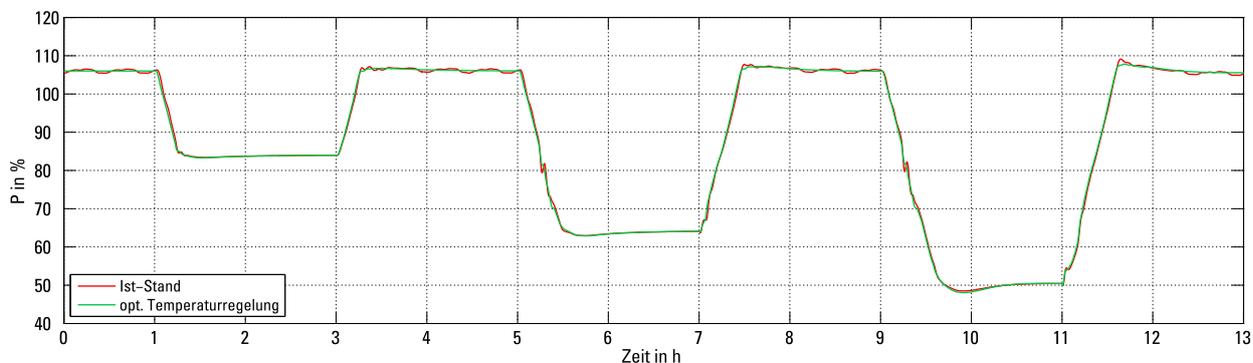
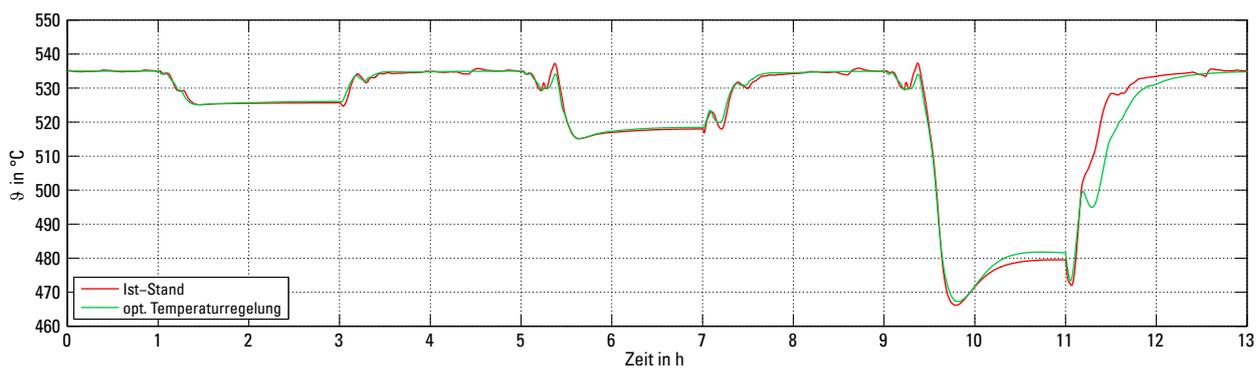
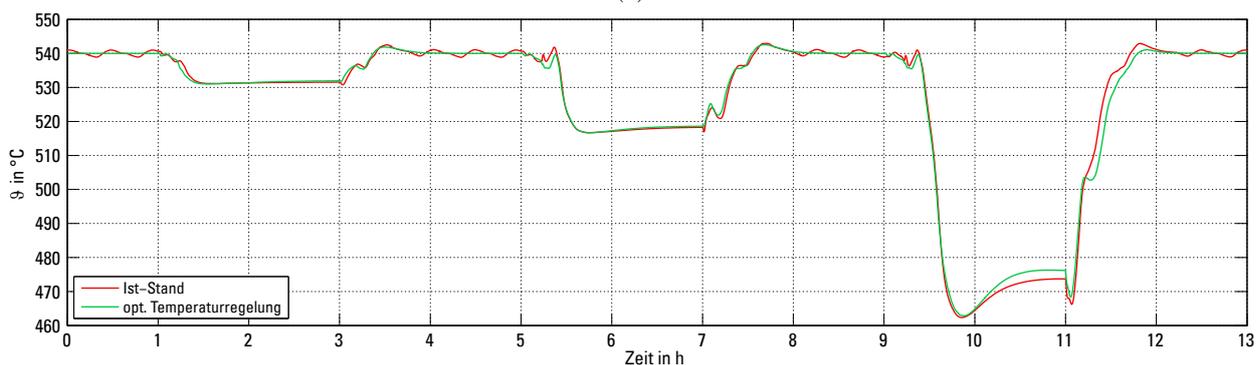


Abb. 6.34.: Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung bei optimierter Sollwertführung der Dampftemperaturregelung im Vergleich mit dem Ist-Stand

Abbildung 6.35 zeigt hierfür die korrespondierenden Temperaturverläufe der Überhitzer 4 in Abb. 6.35 (a) und des Zwischenüberhitzers in Abb. 6.35 (b).



(a)



(b)

Abb. 6.35.: Zeitlicher Verlauf der Dampftemperaturen bei optimierter Sollwertführung im Vergleich mit Ist-Stand: Frischdampf (a) und Zwischenüberhitzertemperatur (b)

Für die Zwischenüberhitzertemperatur ist deutlich zu erkennen, dass die Temperaturschwankungen in Volllast, bedingt durch das gegenseitige Aufschwingen der nacheinander geschalteten Regelkreise, vollständig vermieden werden konnte. Zudem ist auch während der Lastwechsel zumeist ein glatterer Verlauf erkennbar. Insbesondere nach dem großen Lastwechsel von 50 % ist ein deutlich langsamerer Anstieg der Dampftemperaturen erkennbar, was zu einer geringeren Überschwinghöhe

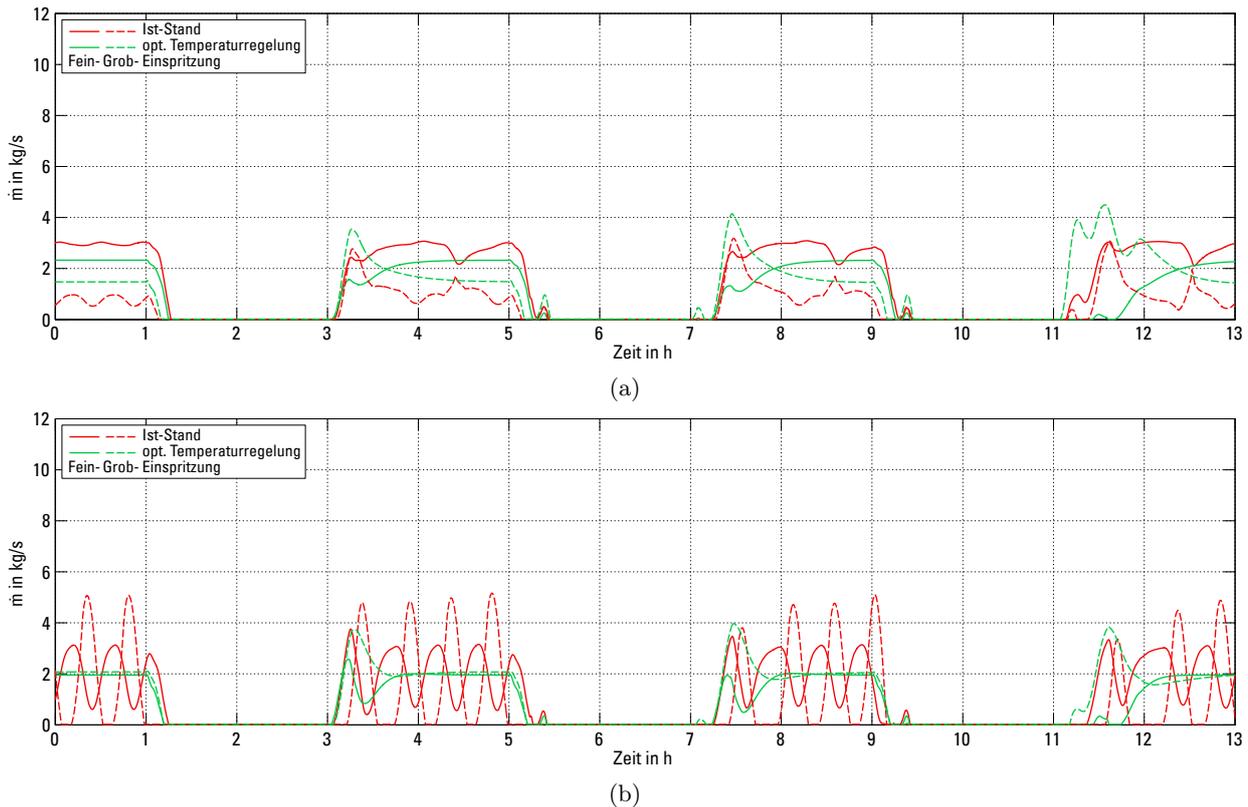


Abb. 6.36.: Zeitlicher Verlauf der HD- und ZÜ-Grob- und Feineinspritzmenge bei optimierter Sollwertführung im Vergleich mit Ist-Stand

führt. Auch im Bereich des Überhitzers können Temperaturschwingungen in Volllast nahezu vollständig beseitigt werden. Zusätzlich kann durch die Entlastung der Regler nun auch schneller auf Störungen reagiert werden, sodass in allen Varianten ein gemäßigter Temperaturverlauf, auch bei Lastwechseln und Störungen, verzeichnet werden kann.

In Abb. 6.36 sind die Einspritzmengen im Bereich der HD-Einspritzkühler (a) und der ZÜ-Einspritzkühler (b) dargestellt. Auch hier sind für den Ist-Stand die Schwingungen im Volllastbetrieb, speziell für die ZÜ-Einspritzung, erkennbar, in verminderter Form auch für die HD-Einspritzung. Durch die optimierte Sollwertführung lassen sich, wie hier gezeigt, derartige Schwingungen sehr effizient vermeiden.

6.4.3. Lastabhängiger Leistungsprädiktor

Konzept

Wie in Abschnitt 4.2.1 gezeigt, besteht der Kernteil der Blockführung aus einem Leistungsprädiktor des Gesamtprozesses. Dabei wird das Zeitverhalten des Gesamtprozesses als Verzögerungsglied 3. Ordnung beschrieben, wie in Abb. 6.37 (a) dargestellt.

Derzeit ist hierbei keine Abhängigkeit der Zeitkonstanten von der Leistung vorgesehen. Als Folge der geringeren Massenströme im System in Teillast, bei gleichzeitig durch die Bauteile des Kessels bedingten konstanten thermischen Speichermassen, ergibt sich ein größeres Beharrungsverhalten in Teillast. Das vorgeschlagene Optimierungskonzept sieht daher lastabhängige Zeitkonstanten des Leistungs-Prädiktors in der Blockführung vor, zudem wird ein Verzögerungsglied 4. Ordnung vorge-

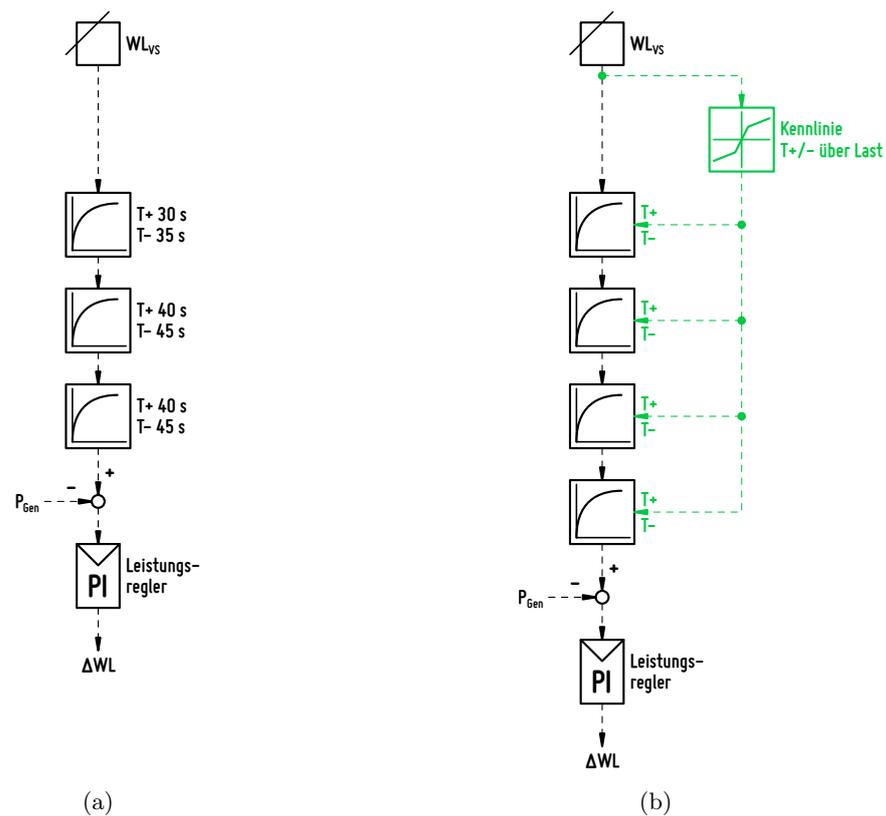


Abb. 6.37.: Optimierungsvorschlag für den Leistungsprädiktor - Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) mit lastabhängigen Zeitkonstanten und einer Erweiterung auf ein Verzögerungsglied 4. Ordnung

schlagen, wie in Abb. 6.37 (b) dargestellt. Die Zeitkonstanten des Prädiktormodells wurden mithilfe von Sprungversuchen am Gesamtmodell des Kraftwerkes bestimmt. Hierzu wurde zunächst, wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, die zugeführte Brennstoffmenge sprungförmig erhöht und anschließend die Sprungantwort der Generatorleistung ermittelt. Aufgrund der in den Versuchsdaten [81] festgestellten Varianz im dynamischen Verhalten des Prozesses, insbesondere der Mühlen wurden die hierbei durchgeführten Sprungversuche einmal mit einer relativ schnellen und einmal mit einer langsamen Mühle (siehe Parametrierung der Mühle in Abschnitt A.1) durchgeführt. Die Sprungantworten des Modells sind zusammen mit der Sprungantwort des Ist-Prädiktors und dem des optimierten Prädiktors für Volllast und Teillast in Abb. 6.38 dargestellt.

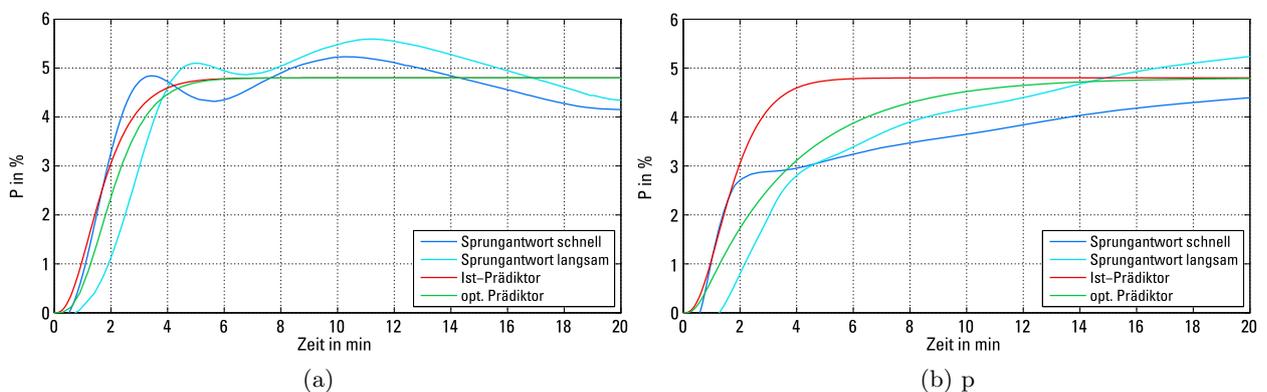


Abb. 6.38.: Sprungantwort des Dampferzeugers bei Voll- (a) und Teillast (b) sowie aktuell implementierter und optimierter Leistungsprädiktor

Anhand der Verläufe der Sprungantworten des Modells wird ersichtlich, dass neben dem auftreten einer Totzeit auch Überschinger auftreten, die auf eine Vielzahl von nichtlinearen Effekten im Modell zurückzuführen sind. So führt beispielsweise die Änderung der Brennstoffzufuhr zu einer Anregung der unterlagerten Regelkreise der Einspritzkühler und der Druckregelung. Hierdurch kommt es zu Ein- und Ausspeichervorgängen im System. Der Vergleich der Prädiktor-Sprungantworten zeigt eine relativ gute Übereinstimmung in Volllast, in Teillast weicht sie jedoch erheblich ab. Das vorgeschlagene Prädiktor-Modell 4. Ordnung mit lastabhängigen Zeitkonstanten kann hier den Lastverlauf deutlich besser approximieren und damit für eine Entlastung des Reglers in diesem Bereich sorgen.

Simulationsgestützte Bewertung

Wie auch in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt, wurde zur Bewertung der Optimierungsmaßnahmen das Lastwechselszenario im Festdruckbetrieb mit der optimierten Variante gegenübergestellt. In Abb. 6.39 sind die resultierenden Verläufe der Generatorleistung und der Korrektur der Wärmeleistung dargestellt.

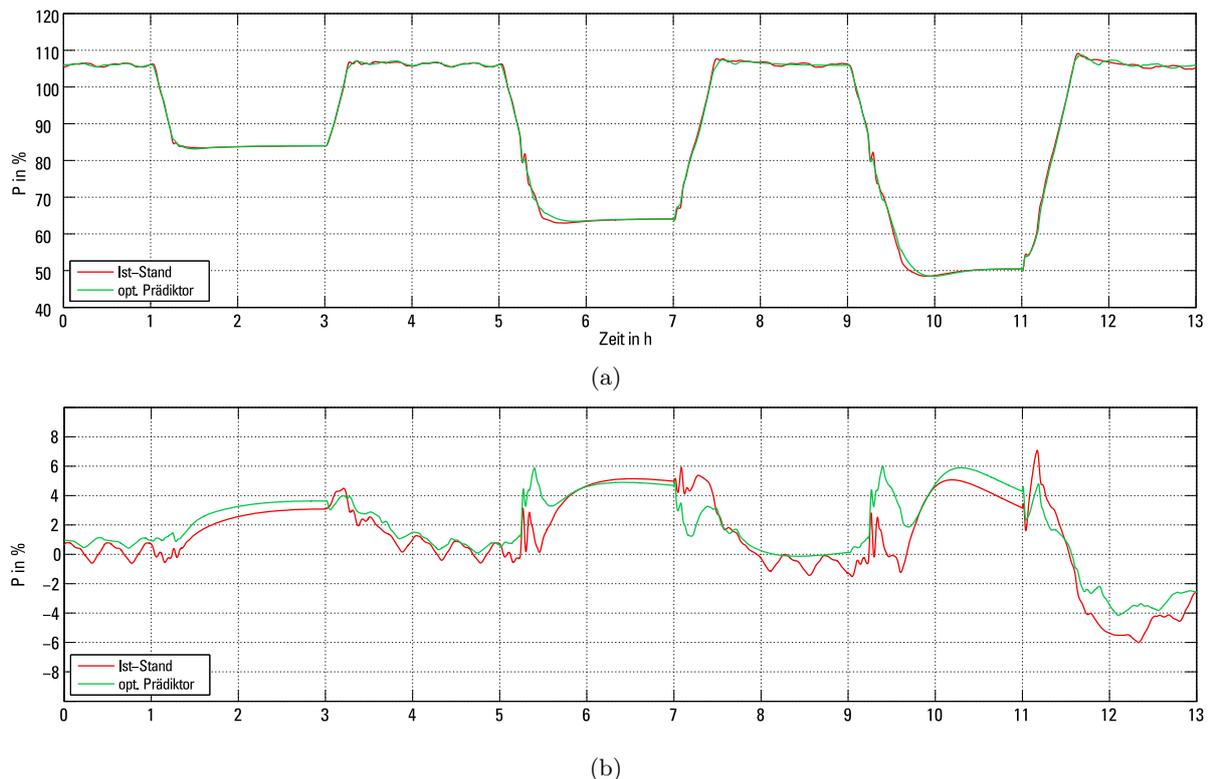


Abb. 6.39.: Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung (a) und der Korrektur der Wärmeleistung (b) bei Verwendung des optimierten Prädiktors im Vergleich mit dem Ist-Stand

Anhand des Verlaufes der Korrektur der Wärmeleistung in Abb. 6.39 (b) ist zumeist ein deutlich glatterer Verlauf, speziell bei positiven Lastwechseln aus der Teillast heraus, erkennbar. Die maximale Auslenkung fällt sowohl in positiver, als auch in negativer Richtung deutlich geringer aus. Für die Generatorleistung ergibt sich daraus ein deutlich glatteres Einschwingverhalten, insbesondere nach den negativen Lastwechseln.

Als Schwachpunkt des optimierten Prädiktors kann ein insgesamt trägeres Blockverhalten aufgrund des langsameren Prädiktors erkannt werden. Zur Kompensation dieser Trägheit wird eine

Erhöhung der Übersteuerung vorgeschlagen, da die derzeitige Umsetzung mittels eines im Vergleich zur realen Blockdynamik zu schnellen Prädiktormodells zwar eine schnellere Laständerung ermöglicht, jedoch zwangsläufig ein Über- oder Unterschwingen der Generatorleistung nach sich zieht.

6.5. Monobetrieb

6.5.1. Stationäre Bewertung

Wie bei der Betrachtung des Duo-Betriebs stellt sich auch im Mono-Betrieb die Frage nach der wirkungsgradgünstigsten Fahrweise. Der Gleitdruckbetrieb kommt hierbei jedoch auf Grund des bereits im niedrigen Duo-Lastbereich erreichten minimalen Frischdampfdruckes von 110 bar nicht in Frage. Unter Berücksichtigung dieses Grenzwertes kann der Druckbereich jedoch im Bereich zwischen dem Maximaldruck bei ca. 162 bar und dem Mindestfrischdampfdruck frei variiert werden. Die derzeitige Regelstrategie sieht einen konstanten Drucksollwert von 120 bar über den gesamten Lastbereich des Mono-Betriebes vor. Die Absenkung des Drucksollwertes wird vermutlich zur Minimierung der Exergieverluste bei der Drosselung des Frischdampfes durchgeführt. Messdaten zeigen jedoch gerade im Mono-Volllastbetrieb eine hierdurch verursachte ungünstige Vertrimmung des Wärmestromverhältnisses zwischen Verdampfer und Überhitzer, was zu einer starken Öffnung der Einspritzkühler führt. Der bei der Mischung von kaltem Einspritzwasser und heißem Dampf verursachte Exergieverlust verhält sich komplementär zu den erwähnten Drosselverlusten am Frischdampfventil. Für den Mono-Volllastpunkt sind die Verläufe der Exergieänderung durch Androsseln der Turbine bzw. der Einspritzkühler im Kessel in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes in Abb. 6.40 dargestellt. Aus der Summe dieser Exergieverluste (grau) ergibt sich eine Abnahme bei hohen Frischdampfdrücken, die sich in einer Steigerung des Wirkungsgrades bemerkbar macht.

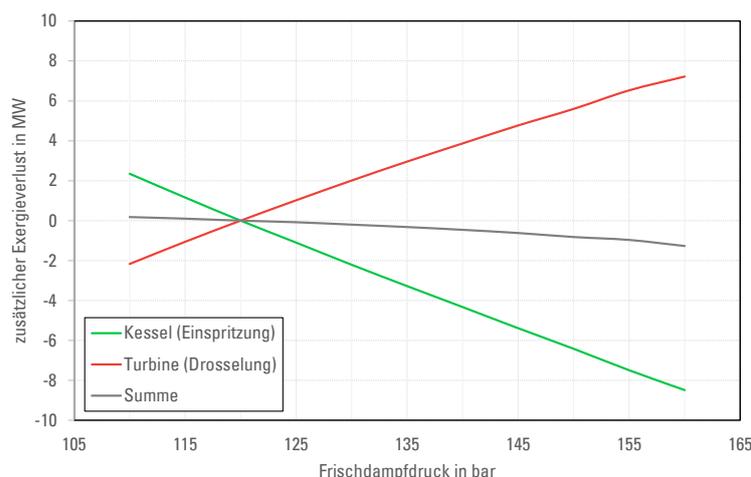


Abb. 6.40.: Druckabhängigkeit der Exergieverluste in der Turbine und dem Kessel beim Lastpunkt 52 %

Mit abnehmender Kessellast nimmt wie bereits bei den Analysen zum Duo-Betrieb gezeigt, das Verhältnis von Überhitzung zu Verdampfung ab - die Einspritzkühler schließen und es kommt bei weiterer Lastabsenkung zu einem Einbruch der Frischdampftemperaturen. In diesem Fall ist also mit geringen bis keinen Exergieverlusten bei der Einspritzung zu rechnen - eine Variante

mit wenig Drosselverlusten sollte hier bevorzugt werden. Um die Effekte aufzuzeigen, wurde das Kraftwerksmodell verwendet, um die Änderung des Bruttowirkungsgrades $\Delta\eta$ über den gesamten Last- und Druckbereich darzustellen. Diese Änderung wurde entsprechend Gl. 6.1 bestimmt und aufgetragen:

$$\Delta\eta_{i,j} = \eta(P_i, p_j) - \eta(P_i, p_{Ref})[\%] \quad (6.1)$$

Hierbei wurden für vier Lastpunkte P_i im Monobetrieb (34, 40, 46 und 52 %) jeweils 11 Druck-sollwerte p_j zwischen 110 und 160 bar angefahren und auf das Erreichen eines stationären Verharungswertes gewartet. Die sich hierbei einstellenden Wirkungsgradänderungen im Verhältnis zum Ist-Stand, also der Fahrweise mit 120 bar Festdruck sind in Abb. 6.41 dargestellt.

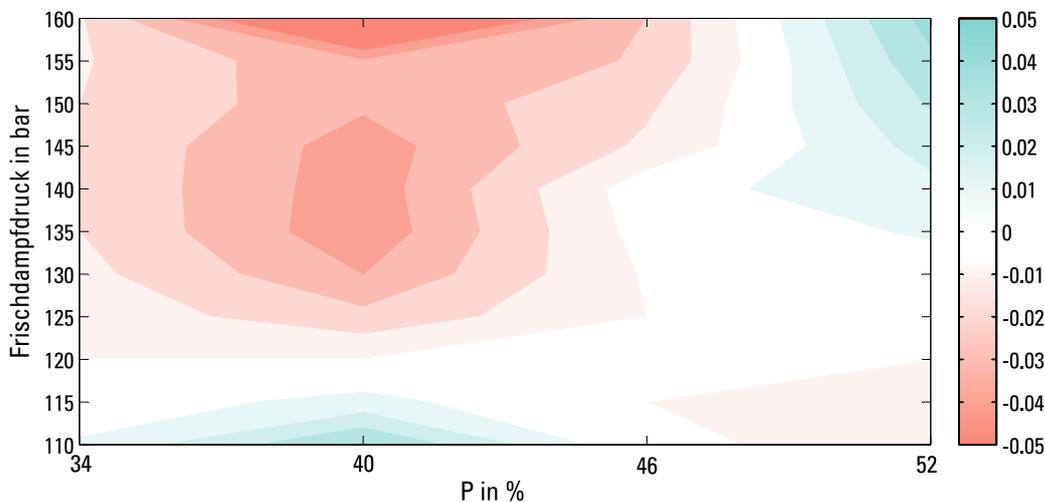


Abb. 6.41.: Änderung des Bruttowirkungsgrades im Verhältnis zum Ist-Stand in Abhängigkeit von Generatorleistung und Frischdampfdruck

Wie aus der Abb. 6.41 zu erkennen ist, sollte der Frischdampfdruck in Mono-Volllast möglichst hoch gewählt werden. Hierdurch ergibt sich für Lastpunkte oberhalb von 52 % eine Wirkungsgradsteigerung von ca. 0,05 %. Zu tiefen niedrigen Lasten hin verändern sich die Verhältnisse wie oben beschrieben und es sollte ein möglichst niedriger Frischdampfdruck angestrebt werden. Bereits bei der Absenkung von 120 bar auf 110 bar lässt sich der Wirkungsgrad hier um ca. 0,03 % steigern. Weiterhin sollte eine weitere Absenkung des Druckes unter das derzeitige Minimum von 110 bar für niedrige Lasten in Erwägung gezogen werden.

6.5.2. Dynamische Änderung der Dampfzustände während Laständerungen

Zur Bewertung des derzeitigen Standes im Monobetrieb wurden drei Lastwechsel von ca. 10, 20 und 25% der Nennlast simuliert. Hierdurch können sowohl die stationären Punkte bei 53, 42, 32 % und bei der abgesenkten Mono-Mindestlast von 25 % verglichen werden als auch die Dynamik der positiven und negativen Lastwechsel. Das Szenario entspricht damit aus Leistungssicht genau der Hälfte des in Abschnitt 6.1 vorgestellten Duo-Betriebes, womit der Zustandspunkt eines der beiden Kessel im Duo-Betrieb vergleichbar mit dem des Kessels im Monobetrieb ist. Um Unterschiede und

Besonderheiten des Mono-Betriebes herauszustellen wurde daher der Verlauf mit dem eines Kessels im Duo-Betrieb verglichen.

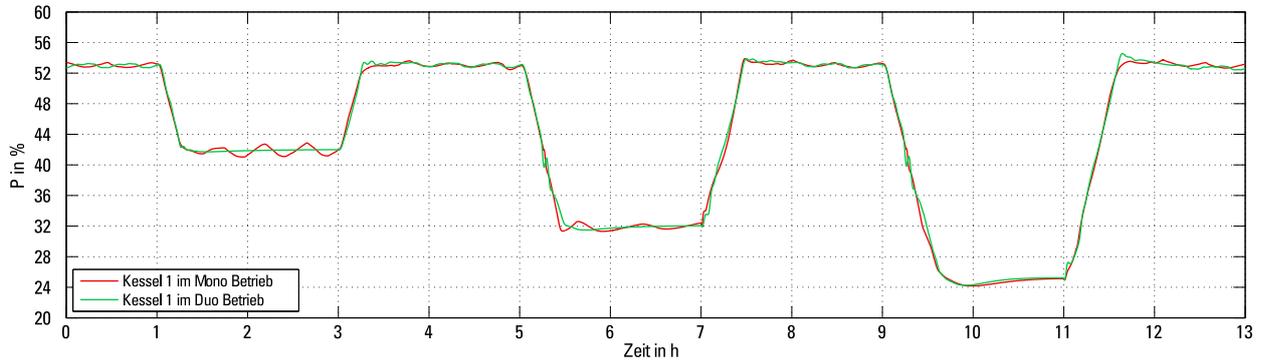


Abb. 6.42.: Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung für Mono Betrieb und der halben Generatorleistung für den Duo-Betrieb (entspricht der Leistung eines Kessels)

Die Generatorleistung, welche in Abb. 6.42 dargestellt ist, wurde hierbei für den Duo-Betrieb halbiert, was der symmetrischen Speisung der Turbine aus einem Kessel entspricht. Wie den Leistungsverläufen in Abb. 6.42 zu entnehmen ist, ist die Regelgüte im Monobetrieb für kleinere Lastwechsel deutlich schlechter als im Duobetrieb. Hauptgrund hierfür wird in der Umvertrimmung des Kessels durch die Reduzierung des Frischdampfdruckes von 162 bar auf 120 bar gesehen. Hierdurch kommt es zu einer erheblichen Verlagerung des Wärmestromes von den Verdampferheizflächen zu den Überhitzerheizflächen und somit zu einer deutlichen Öffnung der Einspritzkühler über nahezu den gesamten Lastbereich. Aufgrund der in Abschnitt 6.4.2 beschriebenen Problematik des gegenseitigen Aufschwingens der nacheinander geschalteten Einspritzkühler führt dieser Effekt zu erheblichen Einflüssen auf die Leistungsregelung und verschwindet erst mit dem Schließen der Einspritzkühler in tiefer Teillast, also im Lastpunkt bei 25 %. Bei dem dazugehörigen Lastwechsel ist dann auch die Regelgüte vergleichbar.

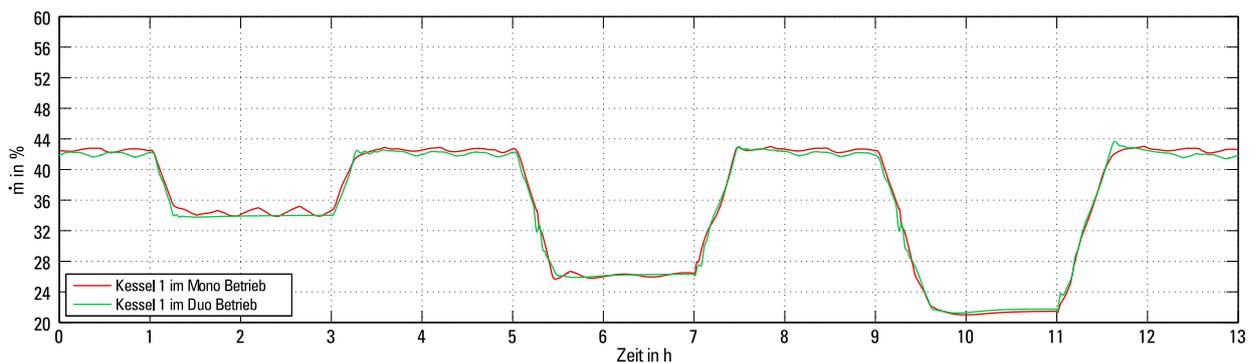


Abb. 6.43.: Zeitlicher Verlauf des Frischdampfmassenstromes für einen Kessel im Mono und Duobetrieb

Weitere Störungen, wie das Zu- und Abschalten der Kohlemühlen haben vergleichbare Effekte auf die Generatorleistung, wobei diese in der Realität durch unterschiedliche Schaltpunkte an zwei verschiedenen Kesseln für den Duo-Betrieb im Vergleich zur Simulation wesentlich unkritischer ausfallen könnten. Die Abb. 6.43 zeigt den Verlauf des Frischdampfmassenstromes für einen Kessel im Mono- im Vergleich zum Duo-Betrieb. Neben den bereits am Verlauf der Generatorleistung gezeigten dynamischen Prozesseinflüsse sind hierbei insbesondere stationäre Abweichungen erkennbar. Liegt der benötigte Frischdampfmassenstrom zur Erbringung der benötigten Leistung in Vollast im Duo-Betrieb unter dem des Mono-Betriebes, kehrt sich dieses Verhältnis bei geringeren Lasten

um. In Vollast kommt es im Mono-Betrieb auf Seiten des Wasser-Dampfkreislaufes zu erheblichen Wirkungsgradverschlechterungen durch eine auf den Duo-Betrieb optimierte Abstimmung der ND- und HD- Vorwärmer.

Wie sowohl Simulations- als auch Messdaten belegen, kommt es zu einer zunehmenden Abschaltung der Vorwärmer durch abnehmende Drücke an den Turbinenanzapfungen. Bei Reduktion der Kessellast im Duo-Betrieb kommt insbesondere der Abfall der FD- und ZÜ-Temperaturen für einen Wirkungsgradverlust zum Tragen. Diese fallen wie bereits beschrieben im Mono-Betrieb aufgrund der geänderten Druckfahrweise weniger stark aus. In Abb. 6.44 ist exemplarisch der dazugehörige Verlauf der Frischdampf Temperatur dargestellt.

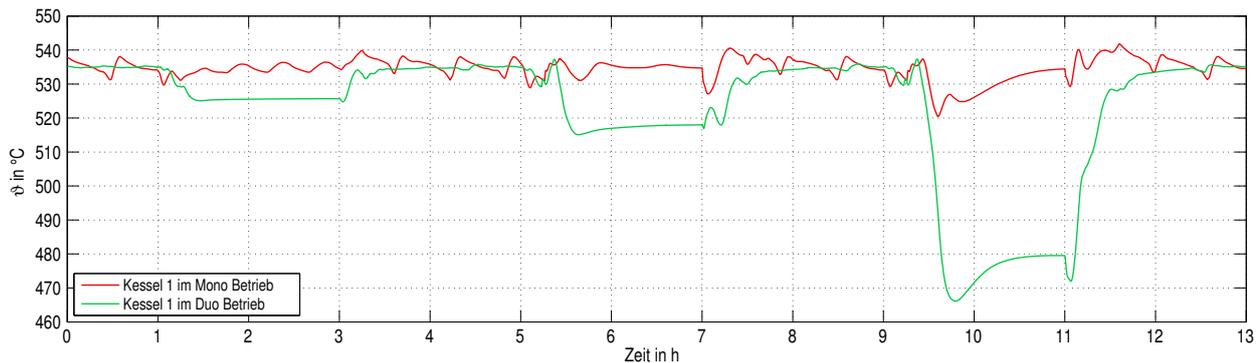


Abb. 6.44.: Zeitlicher Verlauf der Frischdampf Temperatur für einen Kessel im Mono und Duobetrieb

Wie der Verlauf der Frischdampf Temperaturen für vergleichbare Kessellasten zeigt, kommt es im Duo-Betrieb bereits für eine kleine Lastsenkung auf ca. 80 % zu erkennbaren Einbrüchen der FD-Temperaturen, welche sich mit fallender Last zusehens vergrößern. Im Mono-Betrieb kann die Frischdampf Temperatur über einen weiten Lastbereich gehalten werden. Die Regelgüte selbst erweist sich im Mono-Betrieb als deutlich schlechter, was mit der kompletten Ausnutzung des Regelbereiches und dem Öffnen aller Einspritzkühler erklärt werden kann.

6.5.3. Fazit

Mit Hilfe des entwickelten Simulationsmodells konnte für den stationären Betrieb eine Möglichkeit zur Steigerung des Teillastwirkungsgrades nachgewiesen werden, welche in einigen Lastpunkten bis zu 0,05% Punkte beträgt. Die damit verbundenen Einsparpotentiale sind zwar erheblich, jedoch ist der Absolutwert der Wirkungsgradänderung derart gering, dass ein Nachweis dieses Zusammenhanges im Versuchsbetrieb aufgrund der bereits genannten Unsicherheiten nicht möglich wäre. Die Untersuchung demonstriert damit exemplarisch einen der genannten Vorteile der modellgestützten Analyse im Vergleich zu Versuchsfahrten. Darüber hinaus konnte mittels eines Vergleiches der dynamischen Kesselfahrweise im Mono-Betrieb und im Duo-Betrieb erheblicher Optimierungsbedarf, speziell für die Temperaturregelkreise aufgezeigt werden. Durch die im vorherigen Kapitel vorgeschlagene Anpassung, könnte somit ein deutlich besseres Lastfolgeverhalten und eine bauteilschonender Betrieb erreicht werden.

7. Bereitstellung von Systemdienstleistungen

Wie bereits in Kapitel 1.1.2 dargestellt wurde, besteht eine zentrale Aufgabe konventioneller Kraftwerke in der Bereitstellung von Systemdienstleistungen. Insbesondere die Absicherung des elektrischen Netzes durch die Vorhaltung und Aktivierung von Primär- und Sekundärregelleistung stellt enorme Herausforderungen an den dynamischen Kraftwerksbetrieb, welche bisher nur unzureichend wissenschaftlich erforscht sind. Hierbei stellt die koordinierte Nutzung der Brennstoffzufuhr sowie prozessinterner Speicherpotentiale komplexe Anforderungen an die Blockleittechnik, welche mit Hilfe des dynamischen Modells analysiert und optimiert werden können. Ein Übersichtsschema zur Aktivierung von Regelreserven gibt Abb. 7.1.

Aus der Abb. 7.1 (a) wird ersichtlich, dass je nach Regelanforderung und Trägheit des Kessels die Änderung der Feuerungsleistung über die Brennstoffzufuhr nicht ausreichend ist, um die gewünschte Leistungsvorgabe einzuhalten. In diesem Fall muss auf prozessinterne Speicher mit kürzerer Aktivierungszeit zurückgegriffen werden. Da die Speicher für den erneuten Abruf von Regelleistung möglichst bald wieder zur Verfügung stehen müssen, ist eine Übersteuerung der Brennstoffzufuhr notwendig, wie Abb. 7.1 (b) zeigt. Die Höhe der Übersteuerung muss dabei in ihrer Fläche der entnommenen Speicherenergie zuzüglich der bei der Ein- und Ausspeicherung erzeugten Exergieverluste entsprechen.

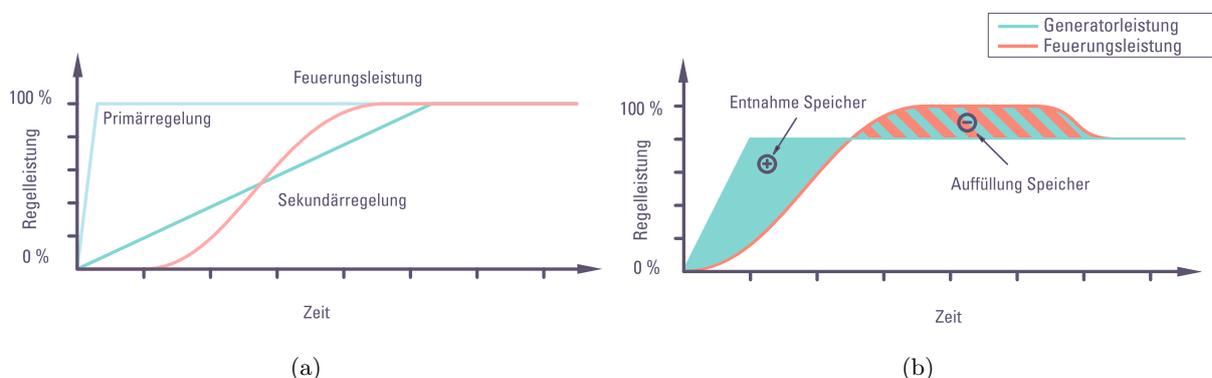


Abb. 7.1.: Schematische Darstellung der Leistungsverläufe für Primärregelanforderung, Sekundärregelanforderung und die mögliche Leistung aus einer Änderung der Feuerungsleistung (a) und die sich daraus ableitende notwendige Brennstoffübersteuerung bei Nutzung von prozessinternen Speicherpotentialen (b)

Im folgenden Abschnitt werden zunächst der Ist-Stand und die vorhandenen Potentiale zur Erbringung und Erweiterung der Regelreserven untersucht. Im Anschluss werden dann beispielhaft Anwendungsfälle mit Implementierung einiger Optimierungsmöglichkeiten unter Nutzung der identifizierten Potentiale zur Erweiterung der Regelfähigkeit des untersuchten Kraftwerks dargestellt.

7.1. Dynamik Dampferzeuger

Wie aus Abb. 7.1 hervorgeht, spielt die genaue Kenntnis der Dynamik des Dampferzeugers eine entscheidende Rolle für die Dimensionierung der vermarktbaren Regelleistung. Zur Analyse dieses dynamischen Verhaltens wurden Sprungversuche am offenen System durchgeführt, d.h. es wurden Brennstoffsprünge vorgegeben und Generatorleistungsverläufe analysiert. Die Dynamik der Blockführung, welche für das Zeitverhalten zwischen der geänderten Eingangsgröße „Sollwert Leistung“ und dem geänderten Brennstoffmassenstrom steht, ist also hierbei explizit ausgenommen. Das Zeitverhalten des Dampferzeugers wird hierbei maßgeblich von dessen physikalischer Dynamik bestimmt, also beispielsweise der benötigten Zeiten zum Transport und Mahlvorgang der Kohle, der Verbrennung, der Wärmeübertragung an den Wasserdampfkreislauf und der Energiewandlung von thermischer in elektrische Energie. Darüber hinaus haben aber die unterlagerten Regelkreise (siehe Abb. 4.2) indirekt einen großen Einfluss auf die Systemdynamik. Als Beispiel können hierbei die Luftregelung im Kessel, die Füllstandsregelung in der Abscheideflasche aber auch die Dampftemperatur- und Druckregelung genannt werden. Abbildung 7.2 zeigt das Verhalten der Generatorleistung nach sprungförmiger Änderung der Brennstoffzufuhr in Voll- und Teillast. In rot dargestellt ist das Verhalten des Kraftwerksmodells, in grün das approximierte Verhalten mittels eines PT4-Modells.

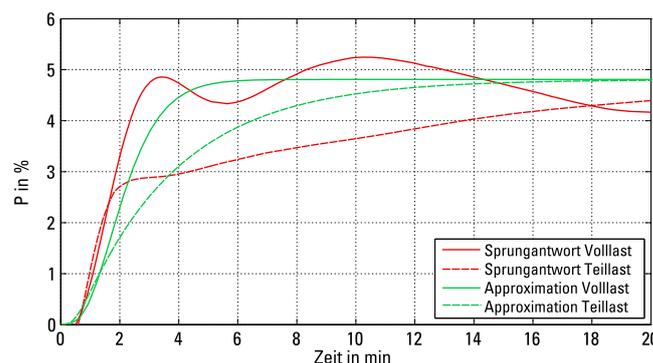


Abb. 7.2.: Sprungantwort der Generatorleistung auf eine geänderte Brennstoffzufuhr für Voll- und Teillast (rot durchgezogen, bzw. gestrichelt), sowie das approximierte Zeitverhalten mittels Übertragungsfunktion (grün) zur Veranschaulichung der Herausforderungen zur Erbringung von Regelleistung

Das sich die Generatorleistung in Vollast nicht asymptotisch annähert, sondern ein starkes Schwingverhalten aufweist, kann mit dem Eingreifen der Einspritzkühler erklärt werden. Diese sind aufgrund der schon diskutierten abfallenden Dampftemperaturen in Teillast nicht mehr im Eingriff. Darüber hinaus ist ein deutlich trägeres Verhalten in Teillast erkennbar. Dies kann mit der im Verhältnis zu den durchströmenden Massenströmen höheren Metall- und Fluidmassen im System begründet werden.

7.2. Potentialanalyse Sekundenreservemaßnahmen

Wie im vorherigen Kapitel ersichtlich wird, benötigt der Block von einer geänderten Brennstoffbereitstellung bis zu einer Änderung der Generatorleistung auf den neuen stationären Wert einige Minuten. Zur Vorhaltung einiger Regelleistungsprodukte wie Primärregelleistung, aber auch Sekundärregelleistung sind deutlich kürzere Reaktionszeiten auf geänderte Sollwerte erforderlich.

Gerade für die Primärregelreserven, die nach spätestens 30 Sekunden vollständig aktiviert sein müssen, sind also alternative Maßnahmen zur raschen Änderung der Generatorleistung nötig. Große Dampferzeuger, wie der des untersuchten Kraftwerkes bieten aufgrund ihrer Konzeption vielseitige, mitunter meist ungenutzte Möglichkeiten der kurzzeitigen Ein- und Ausspeicherung von Energie. Zur Identifikation solcher sogenannten Sekundenreservemaßnahmen (SRM) wurden mithilfe des dynamischen Modells umfangreiche Simulationsstudien durchgeführt, um sowohl potentiell nutzbare Leistungsreserven und Energiemengen zu quantifizieren als auch die Dynamik beim Aus- und Wiedereinspeichern zu untersuchen und anschließend entsprechende Regelstrategien zu einer sinnvollen Nutzung der Maßnahmen zu entwickeln. Hierbei wurden sowohl die bereits im Kraftwerk genutzten Varianten der Frischdampfandrosselung sowie die hier noch nicht implementierte, aber weithin verbreitete Möglichkeit des Kondensatstaus untersucht. Zusätzlich wurden auch die Auswirkungen einiger innovativer Lösungen wie beispielsweise die HD-Vorwärmer-Androsselung und die ZÜ-Einspritzkühler-Öffnung und darüber hinaus auch die Aktivierung negativer Sekundenreservemaßnahmen durch Kühlwasserstau oder Kondensatmengensteigerung simuliert. Im Rahmen der Simulationsstudie wurden bei konstanter Kesselleistung, also bei deaktivierter Brennstoffregelung, verschiedene Variationen von Sprungantworten der einzelnen Maßnahmen untersucht. Die Untersuchung wurde hierbei im Duo-Betrieb, sowohl für Vollast (100 %) als auch für Teillast (75 %) durchgeführt, wobei die Werte so gewählt wurden, dass eine genügend große Marge enthalten ist, um entsprechende Lastsprünge in positive und negative Richtung zu vollziehen.

7.2.1. Frischdampfandrosselung

Eine weit verbreitete Methode zur Bereitstellung von positiver und negativer Regelleistung im Sekundenbereich stellt die Androsselung des Frischdampfventils dar. Es gibt zahlreiche Untersuchungen, die sich mit der Dynamik bei der Aktivierung befassen, z.B. [82, 83, 84]. Hierbei werden die vor der Turbine befindlichen Ventile permanent leicht androsselt. Wird positive Regelleistung verlangt, werden die Ventile geöffnet (siehe Abb.7.3). Hierdurch wird die im Dampfteil des Kessels gespeicherte Energie freigesetzt. Die Deaktivierung bzw. negative Anforderung funktioniert in analoger Weise in entgegengesetzter Richtung. Begrenzt wird die Menge der vorhältbaren Regelleistung von den Druckgrenzwerten welche nicht unter- bzw. überschritten werden dürfen.

Im untersuchten Kraftwerk beträgt der maximal zulässige Frischdampfdruck 168 bar, der Drucksollwert im Nennpunkt 162 bar sowie die daraus abgeleitete synchrone zulässige Druckänderung von ± 5 bar und einer Sicherheit von ± 1 bar zum Grenzwert. Der Verlauf der zusätzlichen Generatorleistung bei sprungförmiger Absenkung des Frischdampf-Drucksollwertes um 5 bar, also von 162 bar auf 157 bar (entspricht dem Referenzzustand), sowie eine Erhöhung der Amplitude auf 7 bar, also eine Druckabsenkung auf 155 bar, ist exemplarisch in Abb. 7.4 dargestellt. Aus Abb. 7.4 wird ersichtlich, dass die Nutzung des Druckspeichers im HD-Teil über die Frischdampfandrosselung eine sehr gute Eignung in ihrer Funktion als Sekundenreservemaßnahme aufweist - die Aktivierung über die Frischdampfventile erfolgt nahezu instantan und bereits nach etwa 30 Sekunden kann das maximale Leistungspotential abgerufen werden. Dieses beträgt für den 5 bar Sprung etwa 23 MW, für den Sprung mit 7 bar Amplitude etwa 29 MW. Die durch Integration der Leistung ermittelte maximal verfügbare Energiemenge beträgt für den Sprung von 5 bar etwa 0,52 MWh, für den 7 bar Sprung rund 0,72 MWh. Es wird hieraus ersichtlich, dass die aktivierbare Energiemenge sich in

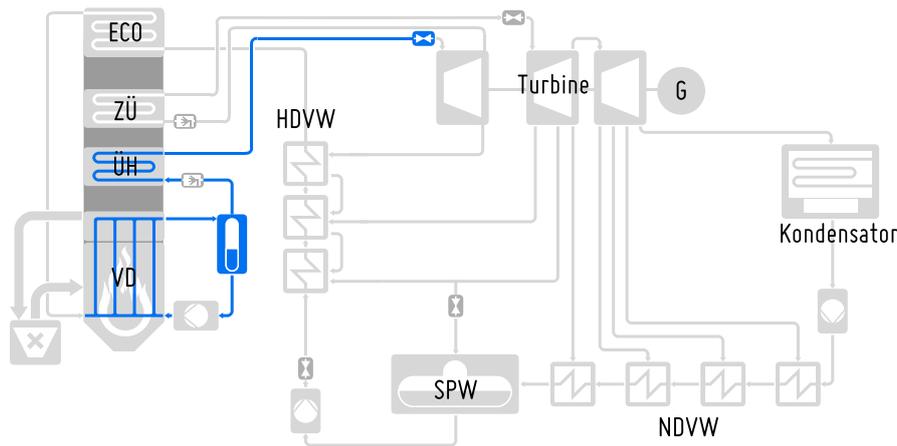


Abb. 7.3.: Prinzipschema der Frischdampfandrosselung: durch Androsseln der Frischdampf-Regelventile wird thermische Energie im HD-Teil des Kessels gespeichert und kann durch Öffnung der Ventile nutzbar gemacht werden

etwa proportional zur Druckamplitude erhöht, die maximal erreichbare Leistung aber schwächer ansteigt. Der Grund hierfür kann in den zusätzlichen Druckverlusten durch den erhöhten Frischdampfmassenstrom vermutet werden, welcher durch die Ventilöffnung verursacht wird.

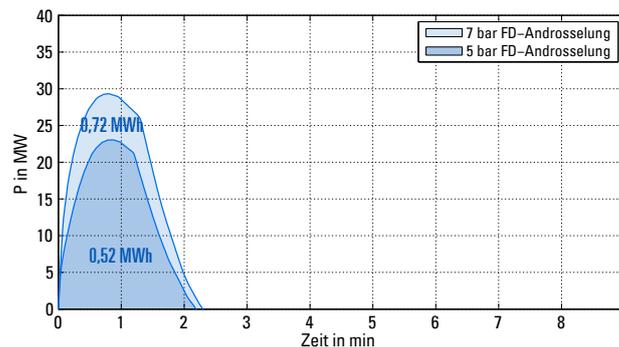


Abb. 7.4.: Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Absenkung des Frischdampf-Drucksollwertes um 5 bzw. 7 bar und die resultierende Energiereserve beim Lastpunkt 100 %

Weitere Simulationsszenarien sind in Tab. 7.1 zusammengefasst. Neben der Aktivierung von positiver Regelleistung durch negative Drucksprünge wurde hierbei ebenfalls der umgekehrte Fall untersucht. Da insgesamt durch die Abdeckung der weiteren untersuchten Maßnahmen für die FD-Androsselung insbesondere von einer Bereitstellung negativer Sekundenreservemaßnahmen ausgegangen wurde, sind hierfür sogar drei Drucksprünge untersucht worden (5 bar, 7 bar und 9 bar). Um hierbei stets unterhalb des zulässigen Maximaldruckes zu bleiben, wurde der Frischdampfdrucksollwert auf 158 bar festgesetzt. Weiterführende Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass der Ausgangswert des Druckes für die Auswirkungen der Sprungantwort nur von untergeordneter Bedeutung ist.

Bei der Betrachtung der per Simulation ermittelten Kennwerte der Sprungsznarien lässt sich wie bereits festgestellt zeigen, dass sowohl die Leistungsreserven als auch die verfügbaren Energiemengen mit Zunahme der Sprungamplitude ansteigen. Weiterhin kann anhand der Werte auch eine erhebliche Abhängigkeit vom Lastpunkt des Kraftwerks gezeigt werden. Grundsätzlich sind bei der Nutzung des Druckspeichers im HD-Überhitzer hierbei in Teillast deutlich höhere Reserven

Tab. 7.1.: *Energiespeicherungspotentiale ΔE im Druckspeicher des HD-Überhitzers und maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der Druckänderung und des Lastpunktes*

Szenario	Volllast (100 %)		Teillast (75 %)	
	ΔE	ΔP_{\max}	ΔE	ΔP_{\max}
(162 - 5) bar	0,52 MWh	23 MW	0,62 MWh	34 MW
(162 - 7) bar	0,72 MWh	29 MW	0,87 MWh	45 MW
(158 +5) bar	-0,53 MWh	-24 MW	-0,64 MWh	-37 MW
(158 +7) bar	-0,77 MWh	-36 MW	-0,93 MWh	-54 MW
(158 +9) bar	-0,96 MWh	-49 MW	-1,15 MWh	-71 MW

erkennbar. Nach Analyse der Simulationsergebnisse lässt sich das zusätzliche Leistungspotential durch den geringeren Absolutwert der Dampfmassenströme in Teillast erklären. Hierdurch fällt der Eintrittsdruck der HD-Turbine ab und die vorhandene Druckdifferenz zum Frischdampfdruck vor Turbinenventil steigt. Bei einer Öffnung des Ventils kommt es zu einer schnelleren und stärkeren Reaktion des Frischdampfmassenstroms, auch da die Absolutwerte der Rohrleitungsdruckverluste geringer sind. In der Folge kommt es bei konstanter Beheizung des Kessels durch den höheren Frischdampfmassenstrom auch zu einer größeren Absenkung der Metalltemperaturen und somit zu einer größeren Energie-Ausspeicherung.

7.2.2. Kondensatstau bzw. -steigerung

Eine weitere gebräuchliche Möglichkeit zur Vorhaltung positiver Regelleistung stellt die Variation des Kondensatmassenstroms dar [82, 83, 85]. Beim Kondensatstau wird die Abfuhr des Kondensates aus dem Kondensator mit Hilfe der Pumpe bzw. über ein Drosselventil reduziert, das Prinzipschema ist in Abb. 7.5 dargestellt. Durch die hierdurch reduzierte Kühlung in den Vorwärmern steigen Temperatur und Druck, sodass das Druckgefälle zwischen der jeweiligen Turbinenanzapfung und dem Vorwärmer reduziert wird. Der Dampfmassenstrom zu den Vorwärmern versiegt und kann zur weiteren Entspannung in der Turbine genutzt werden. Die zur Vorwärmung des Kondensates nötige Dampfmenge kann zusätzlich ebenfalls angedrosselt werden, in diesem Fall wird vom Kondensatstopp gesprochen. Bei dieser Methode bestimmt die tolerierbare Füllstandsänderung im Speisewasserbehälter bzw. im Kondensator die maximal vorhaltbare Regelleistung. Sie lässt sich durch die Wassermassenänderung im Speisewasserbehälter und der zu deren Aufheizung nötigen Energiemenge überschläglich bestimmen. Im Gegensatz zur Frischdampf-Androsselung ist hierbei die maximal aktivierbare zusätzliche Leistung erheblich begrenzt, da maximal die zur Aufheizung entnommenen Enthalpieströme zur weiteren Entspannung in der Turbine genutzt werden können.

Eine unkonventionelle und bisher nicht umfänglich untersuchte Methode zur Einspeicherung von Energie, also zur Erbringung von negativer Regelleistung, stellt die umgekehrte Variante, also die Kondensatsteigerung dar. Zur Anwendung einer solchen Maßnahme ist jedoch eine entsprechende Überdimensionierung der Kondensatpumpen bzw. eine zusätzliche Stellreserve bei den Kondensatregelventilen notwendig. Für die Nutzung der Kondensatstromregelung als Sofortreserve-Maßnahme ergeben sich aufgrund der vorigen Betrachtungen unterschiedliche Fahrweisen. Abhängig vom Füllstand des Kondensators kann dieser mehr für positive oder mehr für negative Reserven genutzt werden. Der zulässige Füllstandsbereich erstreckt sich für das untersuchte Kraftwerk von komplett entleert also 0 m bis hin zu einem Füllstand von 0,9 m. Im Normalfall wird der Kondensator ent-

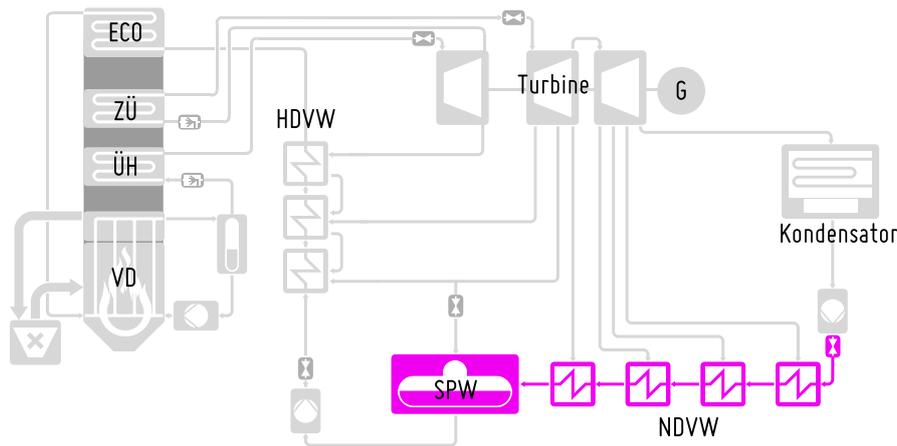


Abb. 7.5.: Prinzipschema Kondensatstau: durch die Reduzierung des Kondensatmassenstroms wird der Füllstand im Speisewasserbehälter gesenkt und so seine Energie ausgespeichert

weder komplett leer oder auf einem Füllstand von 0,5 m gefahren, wobei nur der Füllstandssollwert von 0,5 m die Möglichkeit eines nahezu symmetrischen Kondensatstaus bietet. In Abb. 7.6 sind die Sprungantworten der Generatorleistung auf eine Reduktion des Kondensatmassenstroms im Volllastpunkt dargestellt. Hierbei wurde der Massenstrom über das Kondensatregelventil von seinem Nominalwert auf den angenommenen Mindestmassenstrom um etwa 60 % in Bezug auf den Nennmassenstrom reduziert. Für das Szenario „symmetrischer Kondensatstau“ betrug der Füllstand des Kondensators zum Anfang des Szenarios 0,5 m, für das Szenario „asymmetrischer Kondensatstau“ betrug er 0 m. Im ersten Fall wird der Vorgang durch das Erreichen des maximalen Kondensatorfüllstandes von 0,9 m abgebrochen, im zweiten Fall durch das Erreichen des Mindestlevels im Speisewasserbehälter.

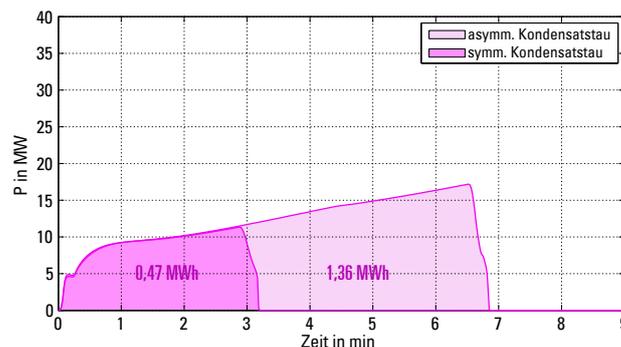


Abb. 7.6.: Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Reduzierung des Kondensatmassenstrom-Sollwertes

Wie in Abb. 7.6 zu erkennen, weist die Möglichkeit des Kondensatstaus ein erhebliches Potential in Bezug auf die bereitstellbare Energiemenge auf. Selbst für den symmetrischen Kondensatstau lassen sich Energiereserven aktivieren, welche in etwa in der Größenordnung der Frischdampf-Androsselung liegen, für den asymmetrischen Fall kann ein deutlich höheres Potential abgerufen werden. In Bezug auf die aktivierbare Leistung zeigt die Maßnahme jedoch ein verhältnismäßig träges Verhalten. Wie bei der Frischdampfandrosselung wurde auch das Verhalten bei Variation des Kondensatmassenstroms über den Duo-Betriebsbereich zwischen Volllast und Teillast untersucht. Die Szenarien sind in Tab. 7.2 zusammengefasst. Zusätzlich wurde die umgekehrte Reaktion,

also das Verhalten des Systems bei einer Beschleunigung des Kondensatmassenstroms untersucht. Hierbei wurde der Kondensatmassenstrom von seinem Nominalwert in Volllast um ca. 40 % erhöht, was der maximal möglichen Menge bei vollständig geöffneten Ventilen entspricht.

Tab. 7.2.: *Energiespeicherpotentiale ΔE im Thermospeicher des Speisewasser-Behälters und maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der Kondensatfahrweise und des Lastpunktes*

Szenario	Volllast (100 %)		Teillast (75 %)	
	ΔE	ΔP_{\max}	ΔE	ΔP_{\max}
Kondensatstau symmetrisch	0,47 MWh	11 MW	0,24 MWh	4 MW
Kondensatstau asymmetrisch	1,36 MWh	17 MW	0,35 MWh	4 MW
Kondensatbeschleunigung symmetrisch	-1,53 MWh	-17 MW	-1,44 MWh	-18 MW

Wie aus Tab. 7.2 ersichtlich wird, bietet der Kondensatstau in Volllast ein erhebliches Speicherpotential, welches jedoch zur Teillast hin stark abnimmt. Grund hierfür liegt in der Verschiebung des Druckgefälles über die Turbine. Durch die Reduktion der Drücke an den Anzapfungen, welche die Vorwärmer versorgen, kommt es zu einer Abnahme der Aufheizung in den Vorwärmern bei Teillast. Sowohl das Energie- als auch das Leistungspotential verringert sich. Hinzukommt, dass sich die Differenz zwischen Nominalmassenstrom in diesem Betriebspunkt und dem Mindestmassenstrom erheblich verringert und somit der Einfluss auf die Druckniveaus der NDVs abgeschwächt wird. Bei der Steigerung des Kondensatmassenstroms ist dieses Phänomen nicht erkennbar. Zwar verringern sich auch hier die Drücke an den Anzapfungen der Turbine, was zu einer Reduktion der Beheizungs-massenströme führt. Jedoch kann durch die massive Kühlung der Vorwärmer durch den hohen Kondensatmassenstrom auch der Druck in den Vorwärmern weiter abgesenkt werden, was auch in Teillast wieder zu einer Versorgung der Vorwärmer mittels Anzapfdampf führt. Das Energiespeicher- und Leistungspotential für diese Maßnahme zeigt sich daher als relativ konstant über den Lastbereich des Kraftwerks.

7.2.3. HD-Vorwärmer-Androsselung

Die Androsselung oder Umfahrung der HD-Vorwärmersäule, wie sie beispielsweise in [82, 86, 87] untersucht wurde, kann ebenfalls als Sekundenreservemaßnahme genutzt werden. Das Verfahren ist schematisch in Abb.7.7 dargestellt. Ähnlich wie beim Kondensatstau kann auch hier die zur Aufheizung des Speisewassers benötigte Energie in den Hochdruckvorwärmern kurzfristig als zusätzliche Regelenergie genutzt werden. Im Gegensatz zum Kondensatstau kann hierbei jedoch nicht analog der Speisewassermassenstrom gesenkt werden, da dieser zum Einen zur Kühlung des Kessels nötig ist, zum Anderen der auf den Economiser und Verdampfer folgende Separator ein recht geringes Füllvolumen aufweist und daher auch kurzzeitige Unterbrechungen des Wassermassenstromes zu signifikanten Füllstandsänderungen führen würden. Aus diesem Grund wurde im untersuchten Szenario lediglich die Dampfzufuhr der Vorwärmer gedrosselt, das Speisewasser jedoch weitergefördert. Durch die hierdurch verringerte Eintrittsenthalpie am Kessel ist diese Methode nur sinnvoll, wenn die Wärmekapazität des Kessels sehr groß ist im Verhältnis zur zusätzliche geforderten Regelenergiemenge. Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten ist diese Voraussetzung für den untersuchten Kessel, wie auch für Großkessel im Allgemeinen gegeben.

Im Rahmen der Untersuchungen wurde sowohl die Variante Androsselung aller HD-Vorwärmer als auch die Androsselung eines einzelnen HD-Vorwärmer (HDV 7) untersucht. Hierbei wurde über

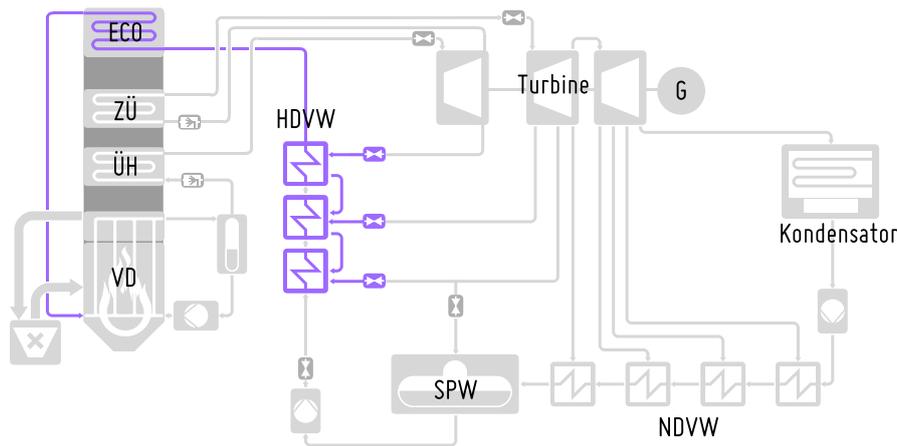


Abb. 7.7.: Prinzipschema der HDV-Androsselung:

das Regelventil ein Mindestdampfstrom gewährleistet, welcher ca. 20 % des jeweiligen Nennmassenstrom beträgt. Die Reaktion der Generatorleistung auf eine instantane Abdrosselung der Dampfversorgung ist in Abb. 7.8 dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, können mit Hilfe der HDV-Androsselung zum einen signifikante Energiespeicherkapazitäten nutzbar gemacht werden, darüber hinaus kann die Maximalleistung dabei bereits nach deutlich weniger als einer Minute zur Verfügung gestellt werden. Bereits mit der Nutzung nur eines Vorwärmers (HDV 7) kann diese Methode eine sehr effiziente Möglichkeit zur Erweiterung der Primärregelfähigkeit des Kraftwerkes in Kombination mit der Frischdampf-Androsselung darstellen. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Maßnahmen gibt es in der bestehenden Anlage keine Möglichkeit, die Methode zur Bereitstellung negativer Reserven zu nutzen.

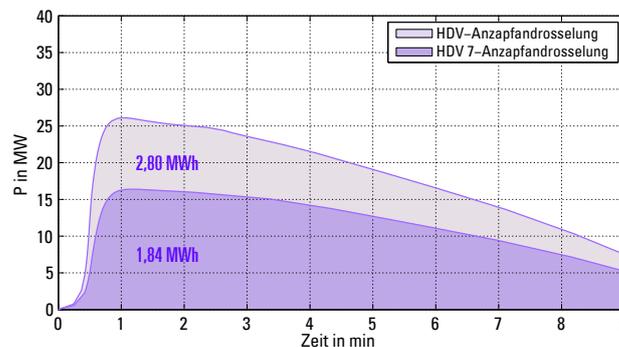


Abb. 7.8.: Reaktion der Generatorleistung auf eine sprunghaftige Drosselung der HDV-Dampfversorgung

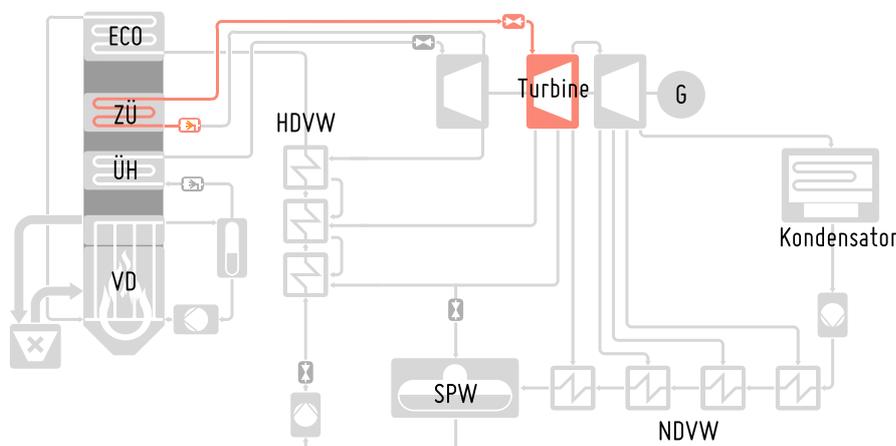
In Tab. 7.3 sind die Speicherpotentiale des Thermospeichers der HDVs und des Economisers und die maximal aktivierbare Leistung über dem Lastbereich des Kraftwerkes zusammengefasst. Wie aufgrund der reduzierten Aufheizung in Teillast bereits vermutet werden konnte, nimmt auch hier die Speicherkapazität mit sinkender Blockleistung ab. Jedoch fällt die Abnahme wesentlich geringer aus als für den Kondensatstau, sodass die Methode auch in Teillast noch relativ effizient nutzbar bleibt.

Tab. 7.3.: *Energiespeicherungspotentiale ΔE im Thermospeicher des Economisers und maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der HDV-Androsselung und des Lastpunktes*

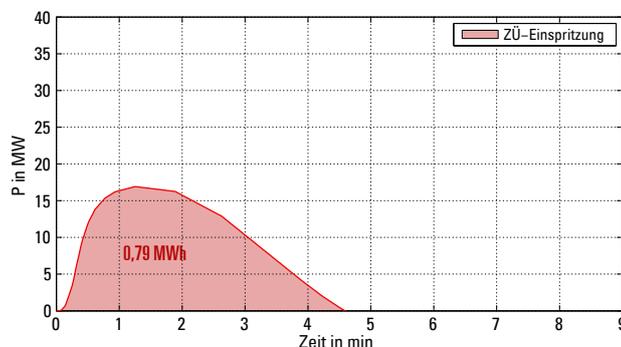
Szenario	Volllast (100 %)		Teillast (75 %)	
	ΔE	ΔP_{\max}	ΔE	ΔP_{\max}
Androsselung HDV-7	1,84 MWh	16 MW	1,53 MWh	12 MW
Androsselung alle HDVs	2,80 MWh	26 MW	2,20 MWh	17 MW

7.2.4. ZÜ-Einspritzkühler-Öffnung

Thermische Energie, die in den Komponenten der Zwischenüberhitzerstrecke gespeichert ist, kann grundsätzlich durch Absenkung der Dampftemperaturen kurzfristig nutzbar gemacht werden. Hierzu können die Einspritzkühler genutzt werden, um kaltes Speisewasser einzuspritzen, welches schlagartig verdampft und einen höheren Dampfstrom erzeugt, wie in Abb. 7.9 dargestellt.

Abb. 7.9.: *Prinzipschema der ZÜ-Einspritzung:*

Für das Untersuchungsszenario wurden hierbei alle Einspritzventile des ZÜ-Stranges, ausgehend von ihrer lastabhängigen Ausgangsposition, vollständig geöffnet. Für Volllast erhöhte sich hierbei der Massenstrom von ca. 2,5 kg/s auf etwa 17 kg/s. Die positive Reaktion der Generatorleistung auf die Öffnung der Einspritzkühler ist in Abb. 7.10 dargestellt.

Abb. 7.10.: *Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Öffnung der ZÜ-Einspritzventile*

Es muss jedoch festgehalten werden, dass sich aufgrund der hohen Exergieverluste bei der Mischung des kalten Wassers und des heißen Dampfes der Gesamtwirkungsgrad der Anlage deutlich verschlechtert, sodass aus exergetischer Sicht ein hoher Preis zur Aktivierung von Sekundenreser-

ven aus diesem Bereich gezahlt wird. Die Generatorleistung verringert sich nach der Nutzung der gespeicherten Energie stationär um etwa 12 MW, sodass diese Maßnahme nur dann sinnvoll genutzt werden kann, wenn eine rasche Wiederauffüllung gewährleistet ist. Weiterhin muss erwähnt werden, dass über die ZÜ-Einspritzung in der untersuchten Konfiguration nur positive Reserven aktiviert werden können. Für die umgekehrte Variante, also die kurzzeitige Schließung der Ventile müssten zum Einen die nötige Stellreserven vorhanden sein, was bei einer wirkungsgradgünstigen Prozessauslegung nicht der Fall ist, sowie Spielraum bei der Erhöhung der Prozesstemperaturen bestehen, was ebenfalls eine ineffiziente Fahrweise voraussetzt.

Der Vergleich der Sekundenreservemaßnahme Zwischenüberhitzereinspritzung für Voll- und Teillast ist in Tab. 7.4 dargestellt. Hierbei wird ersichtlich, dass das Energie- und Leistungspotential der Maßnahme in Teillast leicht zunimmt. Begründet werden kann dies mit der Absenkung des Ausgangsmassenstromes aufgrund der abfallenden Dampftemperaturen in Teillast (vgl. Abb. 5.11). Somit steht für die Massenstromänderung im Einspritzkühler eine leicht erhöhte Amplitude zur Verfügung, welche etwa linear mit der Energie- und Leistungserhöhung korreliert.

Tab. 7.4.: *Energiespeicherpotentiale ΔE im Thermospeicher des Zwischenüberhitzers und die maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit des Lastpunktes*

Szenario	Volllast (100 %)		Teillast (75 %)	
	ΔE	ΔP_{\max}	ΔE	ΔP_{\max}
100%-ZÜ-Einspritzung	0,79 MWh	17 MW	1,00 MWh	22 MW

7.2.5. Kühlwasserstau

Zur Erbringung von negativer Regelleistung gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten, die im Prozess vorhandene Exergie schlichtweg zu vernichten. Eine einfache und praktikable Variante besteht in einer kurzzeitigen Reduktion des Kühlwassermassenstromes, wodurch sich die Aufheizspanne des Kühlwassers und dadurch der Gegendruck im Kondensator erhöht und das Enthalpiegefälle in der ND-Turbine sinkt. Für das Untersuchungsszenario wurde der Kühlwassermassenstrom sprunghaft um die Hälfte reduziert. Hierbei wurden im Bereich der Abdampfperatur der ND-Turbine keine Grenzwertverletzungen festgestellt, jedoch steht eine weitreichende Prüfung möglicher Grenzwerte, welche bei der Nutzung dieser Sekundenreservemaßnahme verletzt werden könnten, noch aus.

Tab. 7.5.: *Energieausschubpotential ΔE im Kondensator und die maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit des Lastpunktes*

Szenario	Volllast (100 %)		Teillast (75 %)	
	ΔE	ΔP_{\max}	ΔE	ΔP_{\max}
50% Kühlwassermassenstrom	$-\infty$	-17 MW	$-\infty$	-11 MW

Die Reduktion des Kühlwassermassenstromes mit der angegebenen Sprunghöhe ermöglicht für das untersuchte Kraftwerk entsprechend Tab. 7.5 eine schnelle Verringerung der Generatorleistung um 17 MW in Volllast bzw. 11 MW in Teillast. Da die Energie nicht im Prozess gespeichert wird, sondern aus dem Prozess verloren geht, kann sie theoretisch unendlich lange aktiviert werden. Aus energetischer Sicht ist jedoch eine möglichst schnelle Deaktivierung der Maßnahme anzustreben.

7.2.6. Zusammenfassung und Bewertung der SRM

Mittels der durchgeführten Sprungversuche wurden die unter den angegebenen Bedingungen maximal aktivierbaren Sekundenreservemaßnahmen ermittelt. Eine Übersicht über Energiespeicher im Volllastpunkt gibt Abb. 7.11. Hierbei wird ersichtlich, dass aus energetischer Sicht gegenüber dem bereits genutzten Druckspeicher in der HD-Überhitzung, welcher über die Frischdampfandrosselung erschlossen wird, erhebliche Potentiale zur Aktivierung von Sekundenreservemaßnahmen sowohl über den Kondensatstau, als auch über die HDV-Androsselung im Speisewasserbehälter, aber auch im Economizer vorhanden sind. Darüber hinaus bieten auch die Zwischenüberhitzer-Heizflächen erhebliche Potentiale, welche über das Absenken der ZÜ-Temperaturen aktiviert werden können.

In Summe ergibt sich für die positive Anforderung ein energetisches Gesamtpotential von rund 5,7 MWh in Volllast und noch etwa 4,4 MWh in Teillast. Das negative Speicherpotential welches zur Erbringung von Sekundenreservemaßnahmen genutzt werden kann, liegt bei rund 2,5 MWh in Volllast und ca. 2,6 MWh in Teillast, darüber wurde jedoch auch die kurzzeitige Vernichtung von Exergie zur Erschließung negativer Potentiale aufgezeigt, sodass es hier eher aus wirtschaftlicher Sicht als aus energetischer Sicht zu Beschränkungen kommen würde.

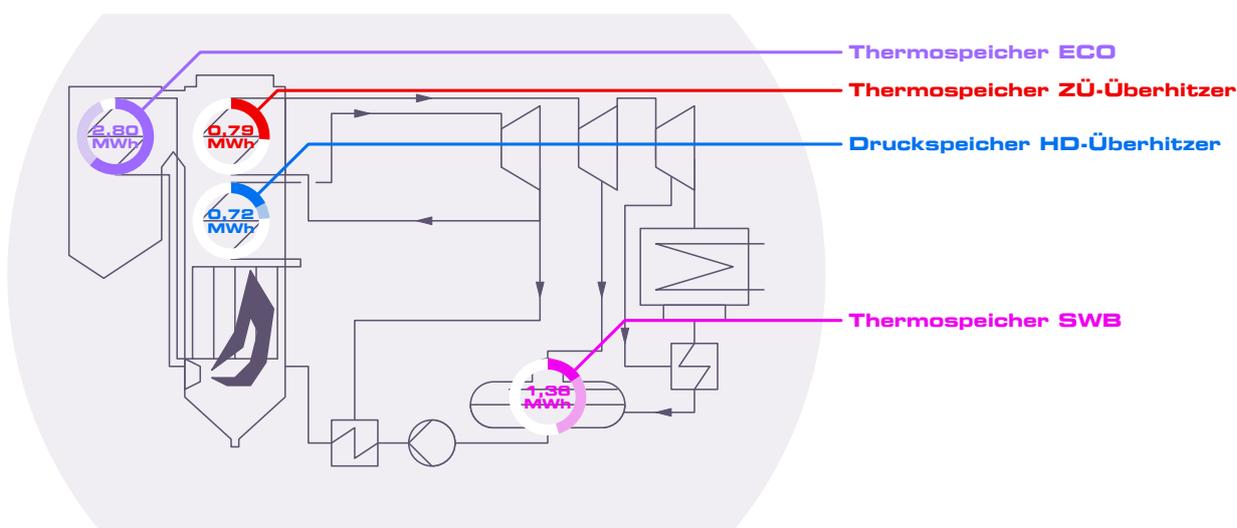


Abb. 7.11.: Abrufbares energetisches Potential der Leistungsbereitung durch Sekundenreservemaßnahmen bei Volllast

Den vorhandenen Energiepotentialen steht für den derzeitigen Fall lediglich die Nutzung des Druckspeichers im HD-Überhitzer gegenüber. Neben der vorhandenen Energiemenge spielt für die Nutzung der jeweiligen Sekundenreservemaßnahme zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen auch der gezeigte Leistungsverlauf bei der Aktivierung eine entscheidende Rolle. Wie anhand der Leistungsverläufe zu erkennen ist, lassen sich insbesondere die Potentiale im Bereich des HD-Überhitzers (Frischdampfandrosselung) sowie im Bereich des Economizers (HDV-Androsselung) schnell aktivieren und eignen sich somit zur Erweiterung der Primärregelbarkeit. Die Potentiale im Speisewasserbehälter, welche über den Kondensatstau erschlossen werden können, weisen eine langsamere Dynamik auf, eignen sich aber dennoch zur Unterstützung der Sekundärregelung. Alternativ könnte auch die Variante „Kondensatstopp“ genutzt werden, bei der neben der Reduzierung des Kondensatmassenstroms gleichzeitig die Dampfmassenströme zu den NDVs reduziert werden. Dem höheren apparativen Aufwand stünde dann eine schnelle Aktivierung des Speichers gegenüber,

womit sich dieser, wie in [V1] gezeigt, grundsätzlich zur Bereitstellung von Primärregelleistung eignet.

Neben der energetischen Bewertung spielt auch der Einfluss auf die Belastung der beteiligten Komponenten eine entscheidende Rolle zur Beurteilung der Sofortreserve-Maßnahmen. Mit Hilfe der in Abschnitt 3 entwickelten Auswerteskripte wurde die sprungförmige Aktivierung der einzelnen Maßnahmen und die daraus resultierenden Belastungen für verschiedene kritische Komponenten des Wasser-Dampfkreislaufes gegenübergestellt. Hierbei sind folgende Szenarien exemplarisch bei Volllast betrachtet worden: HD-Androsselung (162-7 bar), HD-Anzapfandrosselung (nur HDV 7), Kondensatstau (asymmetrisch) sowie 100 % ZÜ-Einspritzung.

In Abb. 7.12 sind die maximal auftretenden Druckdifferenzen (a) sowie die maximalen Temperaturdifferenzen über der Wand der jeweiligen Komponenten (b) dargestellt. Für die FD-Androsselung stellt sich für die maximale Druckamplitude ein Wert von annähernd 7 bar über den gesamten Hochdruckbereich vom HDV-5 bis zum HD-Schnellschlussventil (HD-SSV) ein. Bei der HDV-Androsselung stellen sich durch die Abschaltung der Dampfzufuhr Druckdifferenzen von ca. 23 bar am HDV 7 ein, ansonsten auftretenden Druckdifferenzen sind gering. Beim Kondensatstau treten nennenswerte Druckdifferenzen erwartungsgemäß in den NDVs auf. Bei der ZÜ-Einspritzung sind die geringsten Druckdifferenzen erkennbar.

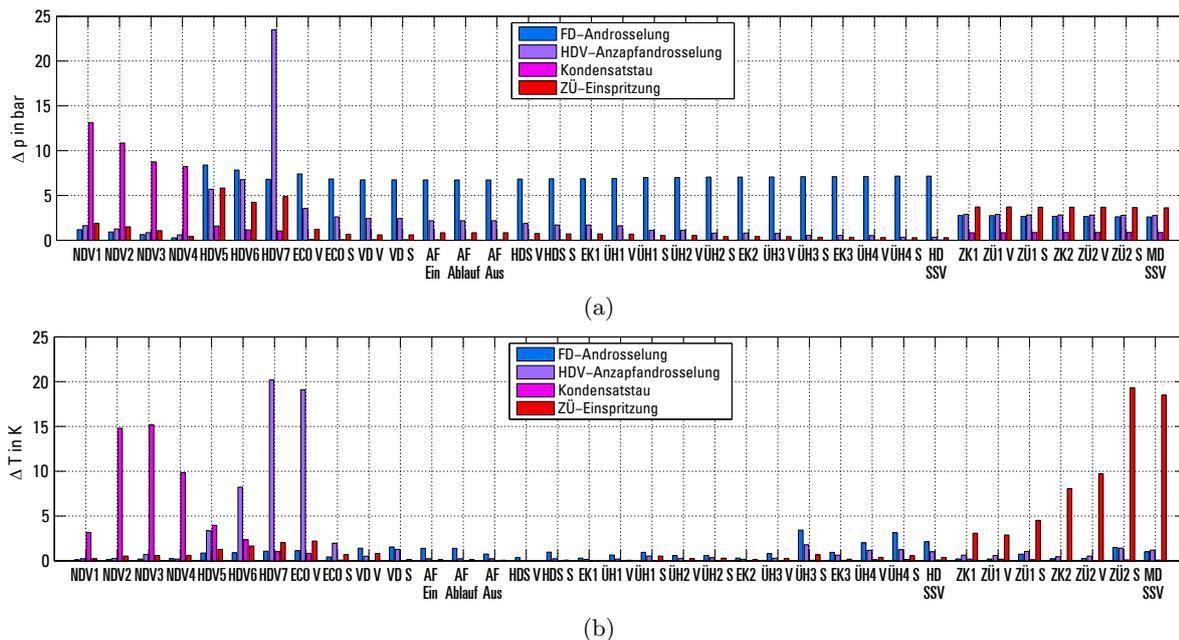


Abb. 7.12.: Vergleich der Belastungen der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) für Sekundenreservemaßnahmen

Auch der Vergleich der maximal auftretenden Temperaturdifferenzen in Abb.7.12 (b) zeigt erwartungsgemäße Werte. Für die FD-Androsselung sind nur leichte Temperaturdifferenzen durch die Änderung des Dampfmassenstromes erkennbar, dafür jedoch an den ohnehin schon im Fahrplanbetrieb kritisch beanspruchten Stellen des Kessels (vgl. Abschnitt 6). Im Bereich der Überhitzer (ÜH) und Zwischenüberhitzer (ZÜ) sowie den Turbinenventilen. Für die HDV-Anzapfandrosselung treten Temperaturdifferenzen im Wesentlichen im HDV 7 sowie im Eco Verteiler (ECO V) auf, jedoch sind auch an HDV 6 durch die Änderung der Anzapfmassenströme noch erhebliche Temperaturdifferenzen sichtbar. Beim Kondensatstau stellen sich die größten Temperaturdifferenzen erwartungsgemäß an den NDVs (NDV 1 bis NDV 4) ein. Besonders kritische Temperaturdifferenzen treten bei der

ZÜ-Einspritzung auf. Hier sind Temperaturdifferenzen von fast 20 K an den ohnehin kritischen Komponenten des Zwischenüberhitzers erkennbar.

In Abb. 7.13 sind sowohl die maximal auftretenden Gesamtspannungsamplituden (a) als auch die auftretende Gesamtspannungsamplitude im Verhältnis zur Dauerfestigkeit des jeweiligen Werkstoffes (b) dargestellt. Insgesamt lässt sich eine qualitative Übereinstimmung der maximalen Spannungsamplituden mit den maximal auftretenden Bauteiltemperaturdifferenzen in Abb. 7.12 erkennen. Jedoch spielen, wie in Abschnitt 3.3 erläutert, für die Beanspruchungen der Bauteile nicht nur die durch die Druckamplituden und die Wandtemperaturdifferenzen hervorgerufenen Belastungen eine Rolle, sondern auch die Materialeigenschaften der jeweiligen Komponenten.

Wie anhand Abb. 7.13 (a) zu erkennen, liegen die maximal auftretenden Spannungsamplituden im Bereich des HDV 7 und des ECO V trotz relativ hoher Druckamplituden und Temperaturdifferenzen im moderaten Bereich. Hierbei kommt auch das Superpositionsprinzip der thermischen und mechanischen Spannungen zum Tragen, bei dem sich im günstigen Fall entgegengerichtete Spannungen aufheben. Besonders hohe Spannungen sind für den heißen ZÜ-Bereich (ZK 1 bis MD SSV) bei der Einspritzung in den ZÜ-Bereich erkennbar. Auch bei der Betrachtung dieser Spannungsamplitude im Vergleich zur Dauerfestigkeit (Abb. 7.13-(b)) fällt das Überschreiten der 100 % Grenze auf. Somit liegen die auftretenden Spannungsamplituden nicht mehr im dauerfesten Bereich und führen alleine für die Aktivierung der SRM zu einem Lebensdauerverbrauch. Auch für den Bereich der NDVs treten verhältnismäßig hohe Spannungen bei der sprungförmigen Aktivierung des Kondensatstaus auf, jedoch sind diese weniger kritisch zu betrachten, da zum Einen im Fahrplanbetrieb keine wesentlichen Belastungen zu erkennen sind, zum Anderen die thermischen Spannungen nicht wie bei der ZÜ-Einspritzung prinzipbedingt auftreten, sondern aufgrund der ungenügenden Abstimmung zwischen der Reduktion des Kondensatmassenstroms und der Dampfversorgung, welche sich jedoch grundsätzlich optimieren ließe.

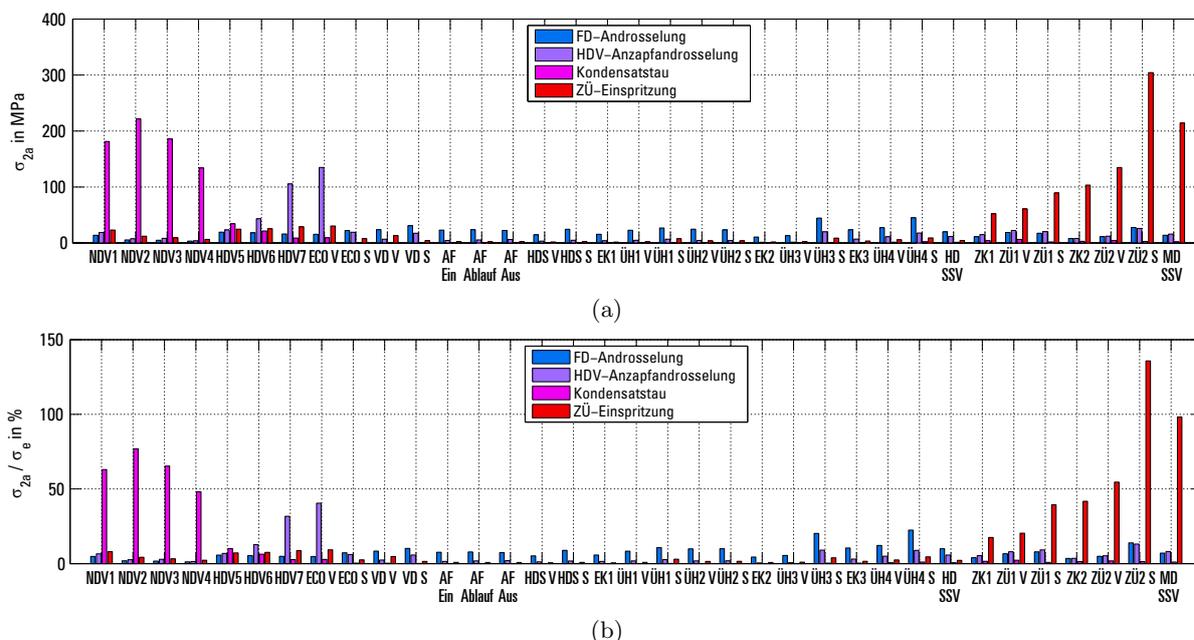


Abb. 7.13.: Vergleich der absoluten (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogenen Spannungsschwingbreite (b) für Sekundenreservemaßnahmen

7.2.7. Fazit

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass erhebliches Potential zur Erweiterung der Regelfähigkeit und zur Vergrößerung der vermarktbaren Regelleistungsprodukte im untersuchten Kraftwerk besteht. Eine solche Untersuchung ist sowohl von ihrem Umfang als auch in der hier gezeigten Tiefe nicht bekannt. Es ist davon auszugehen, dass die hier aufgezeigten Potentiale in vergleichbaren Ausmaßen auch in anderen thermischen Großkraftwerken vorhanden sind, da die hier untersuchten Teilsysteme meist im Verhältnis zur Blockgröße ähnlich dimensioniert sind. Aufgrund der gezeigten Charakteristika der einzelnen Maßnahmen wird zunächst für eine moderate Anhebung der Primärregelleistung die HDV-Anzapfandrosselung in Kombination mit der erweiterten Frischdampfandrosselung empfohlen. Die Potentiale des Kondensatstaus lassen sich am zielführendsten zur Erweiterung der Sekundärregelfähigkeit einsetzen, wobei eine symmetrische Variante zu bevorzugen ist, bei der sowohl positive als auch negative Regelkapazitäten genutzt werden. Für eine weitere Erhöhung der Regelfähigkeit kommen sowohl die ZÜ-Einspritzung als auch der Kühlwasserstau zur Exergievernichtung in Frage. Jedoch bestehen hier entscheidende Nachteile in der Bauteilbelastung bzw. der Effizienz, sodass die hier aufgezeigten Potentiale erst genutzt werden sollten, wenn die anderen Maßnahmen erfolgreich umgesetzt wurden.

7.3. Primärregelung

Entsprechend den Anforderungen [8] sind für die Vermarktung einer bestimmten Regelleistung folgende Kriterien zu erfüllen wie z.B. vollständige Aktivierung in 30 Sekunden, Halten des neuen Arbeitspunktes für mindestens 15 Minuten, erneute Verfügbarkeit der Regelleistung 15 Minuten nach der ersten Aktivierung. Der Nachweis erfolgt in der Regel über eine sogenannte Präqualifikation. Hierbei wird dem Leitsystem ein simulierter Netzfrequenzeinbruch vorgegeben, daraus ergibt sich eine Leistungsanforderung in Form einer Doppelhöckerkurve (siehe Abb. 7.14).

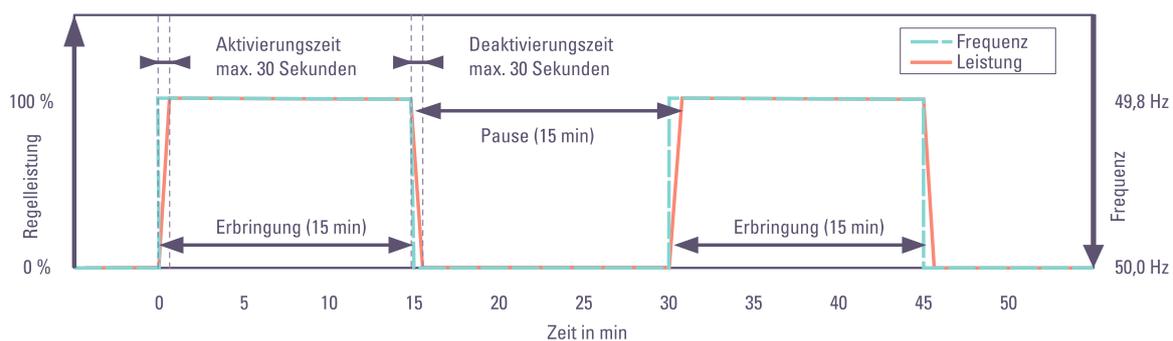


Abb. 7.14.: Lastszenario zur Präqualifikation von positiver Primärregelleistung entsprechend [8]

Da die Primärregelleistung derzeit nur als symmetrisches Produkt angeboten werden kann, ist der Nachweis ebenfalls für den umgekehrten Fall, d.h. eine sprunghaft steigende Netzfrequenz zu erbringen. Neben den oben genannten Anforderungen ist auch die maximal zulässige Abweichung vom Sollwert ein Kriterium zum Nachweis der entsprechenden Regelleistung. Für die weiteren Untersuchungen wird eine zulässige maximale Regelabweichung von $\pm 1\%$ der Nennleistung angestrebt, da für einen zukünftig verschärften Transmission-Code ebenfalls mit diesen Toleranzen

gerechnet wird. Wie eingangs erwähnt, stellt dies aufgrund der komplexen Interaktion zwischen prozessinternen Speicherpotentialen und der Kesselleistung eine enorme Herausforderung dar.

7.3.1. Ist-Stand

Zur Veranschaulichung und Bewertung des Ist-Standes sollen zunächst die zur Aktivierung der Primärregelung notwendigen Regelkreise qualitativ analysiert werden.

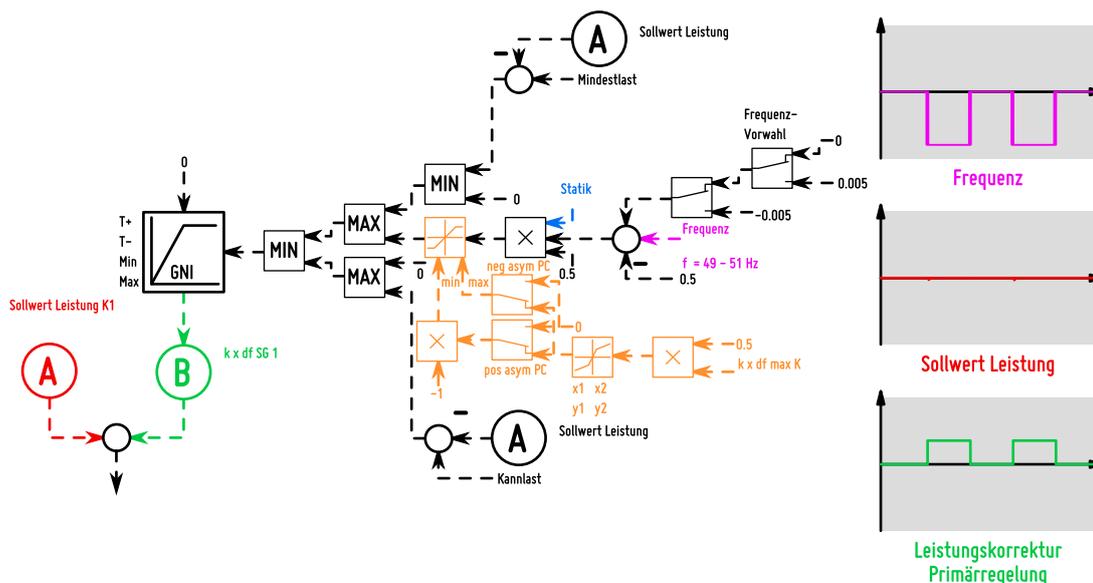


Abb. 7.15.: Ausschnitt der Blockleittechnik - Primärregelung: Bildung des Leistungssollwertes aus dem Frequenzsignal

In Abb. 7.15 ist der Teil der Blockführung aufgezeigt, der für die Primärregelung verantwortlich ist. Hier wird die Netzfrequenzabweichung (magenta) als Eingangssignal zu einer Leistungskorrektur der Primärregelung (grün) verarbeitet. Hierzu erfolgt eine Multiplikation mit der eingestellten „Statik“ (blau) des Kraftwerkes, die der Frequenzabweichung eine Leistungskorrektur zuordnet. Der in Orange dargestellt Teil der Primärregelung begrenzt den Ausgangswert auf die maximal mögliche Primärregelleistung. Im linken Teil von Abb. 7.15 wird die Korrektur auf den Kesselsollwert aufgeschlagen.

Die Aktivierung von zusätzlicher Generatorleistung innerhalb von 30 Sekunden ist nicht über die Änderung der Brennstoffzufuhr zu gewährleisten, wie die Analyse der Kesseldynamik gezeigt hat. Im Referenzfall verwendet das untersuchte Kraftwerk den Druckspeicher im Verdampfer und Überhitzer-Teil, um kurzzeitig Energie ein- und auszuspeichern. Hierzu muss der Drucksollwert in geeigneter Weise angepasst werden. Der entsprechende Ausschnitt zur Bildung des Drucksollwertes ist in Abb. 7.16 dargestellt. Der Eingangswert in diesen Leittechnik-Abschnitt ist der Ausgangswert der Primärregelung, der gewünschte Leistungskorrekturwert. Hierbei wird unterschieden zwischen kessel-bezogenem Korrekturwert (grün ②) und dem turbinen-bezogenen Korrekturwert (lila ③), wobei Letzterer im Duobetrieb dem doppeltem Wert des ersten entspricht, da jeweils zwei Kessel eine Turbine versorgen. Auf der linken Seite in Abb. 7.16 wird die Leistungskorrektur über vier Verzögerungsglieder erster Ordnung geführt, welche die mögliche Leistungsänderung des Kessel

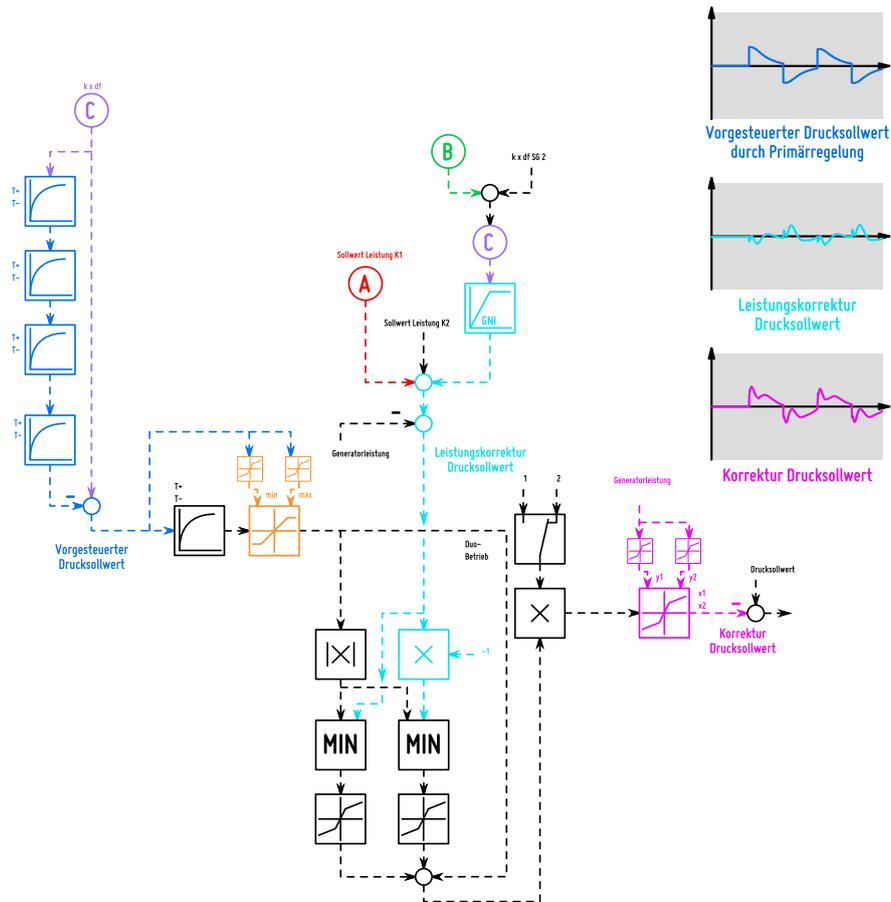


Abb. 7.16.: Ausschnitt der Blockleittechnik - Druckkorrektur Primärregelung: Bildung der Druckkorrektur zur schnellen Aktivierung des Druckspeichers

als vereinfachtes Blockmodell darstellen sollen. Anschließend wird die Differenz zur gewünschten Primärregelleistung gebildet. Diese nicht über den Kessel erbringbare Leistung muss über eine Sekundenreservemaßnahme, in diesem Fall über den Druckspeicher, erbracht werden. Das gebildete Signal wird anschließend über ein weiteres Verzögerungsglied noch geglättet und anschließend begrenzt. Dieser vorgesteuerte Drucksollwert (blau) entspricht bereits weitestgehend der ausgegebenen Korrektur des Drucksollwertes (magenta). Da jedoch der vorgesteuerte Sollwert aus dem vereinfachten Blockmodell für das reale System nicht ideal übereinstimmt, ist der Vorsteuerung eine schnelle Leistungsregelung überlagert. In dieser werden die korrigierten Leistungssollwerte mit der Generatorleistung verglichen und bei Abweichungen eine Korrektur des vorgesteuerten Drucksollwertes vorgenommen (cyan). Im magenta-farbenen Teil des Leittechnik-Ausschnittes findet über eine Kennlinie eine Umrechnung der Leistungskorrektur auf einen Drucksollwert statt. Die hierfür verwendete Kennlinie stellt über den Einfluss des Kesselvolumens die durch Druckänderungen hervorgerufene Leistungsänderung dar.

In Abb. 7.17 ist der Ausschnitt der Blockregelung dargestellt, der die Brennstoffzufuhr des Kessels im Falle der Aktivierung der Primärregelung koordiniert. Als Eingangssignale gehen auch hier wieder die Leistungssollwerte mit der Primärregelkorrektur für beide Kessel ein (rot (A), grün (B)). Die Summe der Signale wird über drei Verzögerungsglieder 1. Ordnung geleitet, die das dynamische Verhalten des Kessels abbilden sollen, zusätzlich wird der Anteil, welcher schon über die Sekun-

denreservemaßnahme zur Generatorleistung beigesteuert wird, subtrahiert. Anschließend wird über zwei schnellere Verzögerungsglieder, welche das Turbinenverhalten approximieren sollen, der Sollwert gebildet, das Ausgangssignal stellt „Sollwert Leistung Kessel“ (braun) dar.

Nach dem Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung (vgl. Abschnitt 4.2.2) wird dieser Sollwert mit der Generatorleistung verglichen und anschließend über einen PI-Regler eingestellt, welcher die eigentliche Blockregelung darstellt. Zusätzlich wird an verschiedenen Stellen der Wert „Druckkorrektur Turbine“ aufgeschaltet (cyan-farben), welcher den Einfluss von variabler Fernwärme-Auskopplung kompensieren soll, in den folgenden Ausführungen aber nicht weiter erörtert wird.

Der blau dargestellte Pfad im rechten unteren Teil von Abb. 7.17 ist für die Bildung der Brennstoffübersteuerung zur Wiederauffüllung der Sekundenreservemaßnahme verantwortlich. Hierbei wird mittels eines D-Gliedes der Anstieg der Druckänderung ermittelt und eine parametergesteuerte, dreiecksförmige Übersteuerung der Brennstoffzufuhr zur Kompensation der Leistungsdifferenz bei der Rückführung des Drucksollwertes auf den Ausgangswert erzeugt (blauer Signalverlauf).

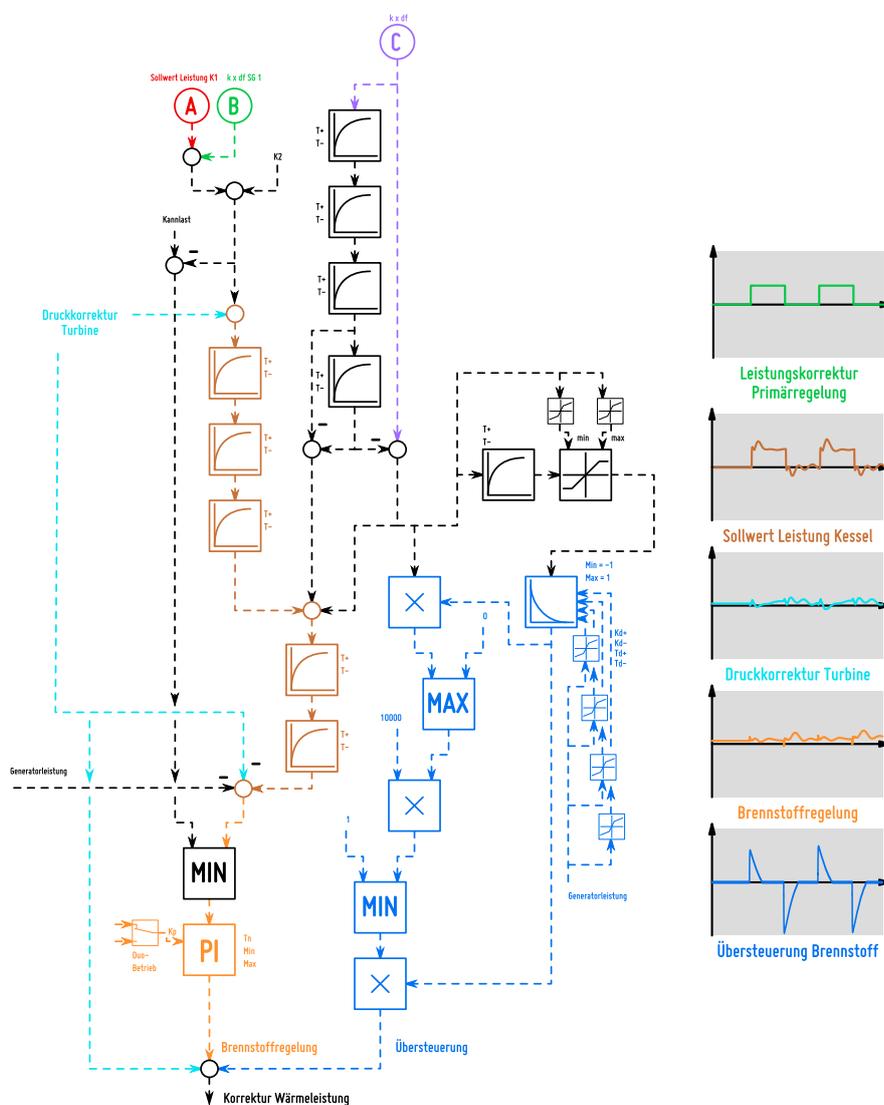


Abb. 7.17.: Ausschnitt der Blockleittechnik - Wärmeleistungsregelung: Ermittlung der Anhebung des Wärmeleistungssollwertes sowie der Übersteuerung zur Kompensation von Ein- und Ausspeichervorgängen bei der Primärregelung

Anhand der Ausführungen ist zu erkennen, dass bei der Aktivierung der Primärregelung aus Sicht der Dynamik sehr komplexe Prozesse beherrscht werden müssen, welche eine genaue Kenntnis der Parameter der regelungstechnischen Blöcke erfordert.

Zur genaueren Untersuchung soll der Ist-Stand der Gesamtdynamik anhand der Doppelhöckerkurve analysiert werden. Wie in Abb. 7.14 dargestellt, wird der Leittechnik hierfür zweimal eine sprungförmig absinkende Netzfrequenz vorgegeben, welche dann 15 Minuten auf dem abgesenkten Wert verharret und anschließend wieder sprungförmig auf den Ausgangswert von 50,0 Hertz angehoben wird. Entsprechend der am Primärregler eingestellten Statik ergibt sich daraus eine notwendige Leistungsänderung von 4 % der Nennleistung. Hierfür steht im Referenzfall zur Erbringung der Sekundenreservemaßnahme eine maximale Frischdampfandrosselung mit +/- 5 bar zur Verfügung. In Abb. 7.18 ist die simulierte Leistungsänderung dargestellt. Hierbei wird aus Gründen der Übersichtlichkeit jeweils nur der erste Höcker dargestellt, die untersuchten Effekte stellen sich bis auf leichte Unterschiede aufgrund von geringen Abweichungen vom stationären Arbeitspunkt am Ende des ersten Höckers ohnehin als weitestgehend identisch dar.

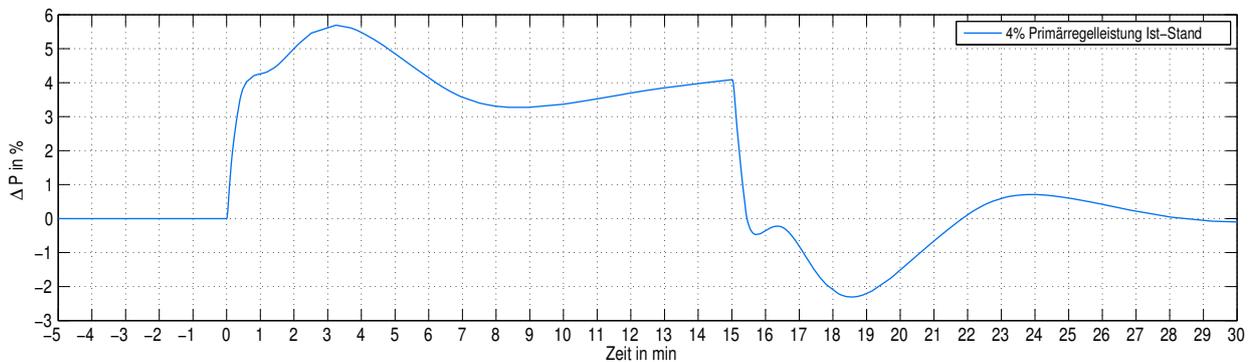


Abb. 7.18.: Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung

Wie anhand Abb. 7.18 ersichtlich wird, kann die angestrebte Laständerung von 4 % der Nennleistung innerhalb der ersten 30 Sekunden erbracht werden. Weiterhin ist anhand der Abbildung zu erkennen, dass nach der positiven Laständerung die Generatorleistung deutlich überschwingt. Hierbei treten Abweichungen um bis zu 1,7 % der Nennleistung vom Sollwert auf. Auch beim Rücksprung ist ein starkes Unterschwingen erkennbar, hier ist die Abweichung jedoch mit bis zu 2,3 % der Nennleistung noch etwas größer.

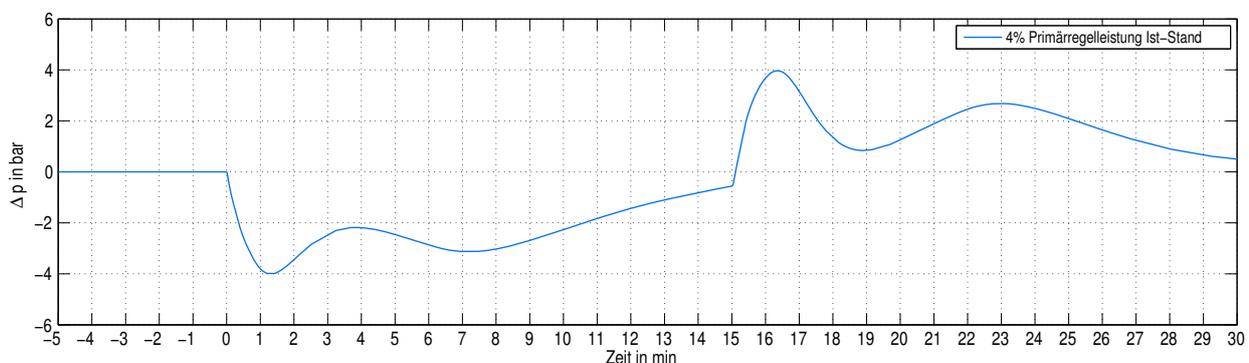


Abb. 7.19.: Änderung des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung

In Abb. 7.19 ist der Verlauf der Frischdampfdruckänderung dargestellt. Mit der Aktivierung der Primärregelleistung wird der Druck stark abgesenkt und im Verlaufe der vorgegebenen Zeitspanne von 15 Minuten wieder annähernd auf den Ursprungswert zurückgefahren. Es ist zu erkennen, dass die maximal zulässige Grenze von 5 bar Druckänderung nicht erreicht wird. Weiterhin ist ein deutliches Rückschwingen zum Ausgangswert direkt nach der Aktivierung bzw. Deaktivierung erkennbar, was mit den Abweichungen der Generatorleistung vom Sollwert und der an Abb. 7.16 erklärten Korrekturregelung des Drucksollwertes über die Generatorleistung erklärt werden kann.

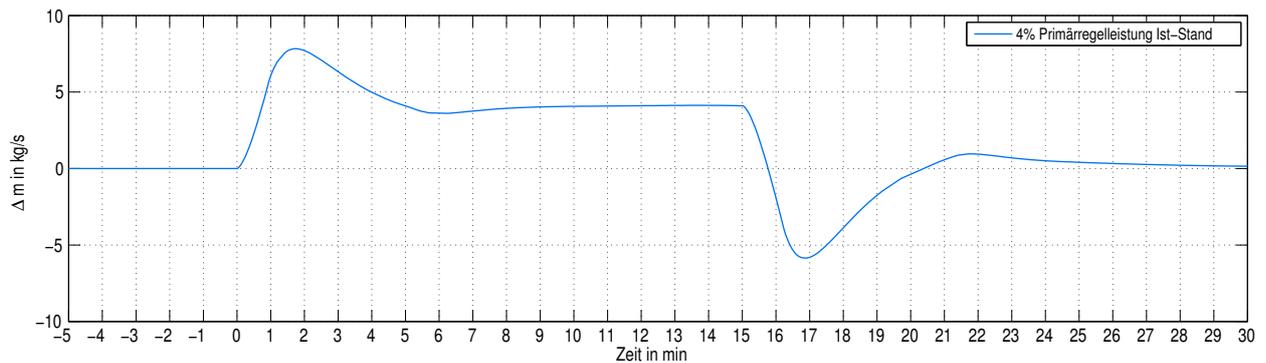


Abb. 7.20.: Änderung des Brennstoffmassenstroms bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung

Abbildung 7.20 zeigt den Verlauf der Änderung des Brennstoffmassenstromes. Es ist ein rampenförmiger Anstieg mit einer starken Übersteuerung nach der Aktivierung bzw. Deaktivierung erkennbar. Diese Übersteuerung resultiert im Wesentlichen aus dem anhand Abb. 7.17 beschriebenen Block zur Auffüllung des Sekundenreserve-Speichers, also des Druckspeichers. Weiterhin ist zu beachten, dass der Brennstoffmassenstrom nicht den direkten Ausgang des in Abb. 7.17 beschriebenen Ausschnittes der Leittechnik darstellt, sondern im hier nicht dargestellten weiteren Verlauf der Blockführung noch in ihrem Gradienten begrenzt und geglättet werden.

Anhand der gezeigten Verläufe ist zu erkennen, dass die Parameter der gezeigten Leittechnik-Ausschnitte keine optimale Einstellung aufweisen. Anhand der Analyse zeigen sich insbesondere eine zu starke Übersteuerung des Brennstoffmassenstromes nach der Aktivierung der Primärregelung und insbesondere eine noch stärkere Untersteuerung bei der Deaktivierung.

7.3.2. Parameteroptimierung

Zur Anpassung der Leittechnikstrukturen zur Aktivierung der Primärregelleistung im Kraftwerk stellt die Versuchsfahrt den derzeitigen Stand der Technik dar. Diese Versuchsfahrten sind aufgrund der dabei auftretenden Abweichungen vom Leistungssollwert nur in sehr begrenzten Umfang überhaupt umsetzbar, da erhebliche Auswirkungen auf das Netz verursacht werden, welche wiederum durch Gegenmaßnahmen kompensiert werden müssen. Zudem sind repräsentative Versuchsbedingungen nur schwer herzustellen, da der normale Betrieb von verschiedensten stochastischen Schwankungen beeinflusst wird. Das entwickelte Modell bietet somit einen enormen Vorteil gerade im Bereich der Feinabstimmung von Regelkreisen bei der hochdynamischen Aktivierung der Primärregelung. Mit Hilfe des Modells wurden die zur Optimierung relevanten Parameter in der Leittechnik identifiziert und anschließend so angepasst, dass die Abweichungen der Generatorleistung vom Sollwert minimiert werden.

Wie im vorangegangenen Abschnitt festgestellt wurde, stellt sich die Übersteuerung der Brennstoffzufuhr als zentrale Schwachstelle dar. Hierfür ist hauptsächlich das in Abb. 7.17 dargestellte D-Glied verantwortlich. Im folgenden Abschnitt wurden dessen Parameter so angepasst, dass die Übersteuerung mit geringerer Amplitude erfolgt, gleichzeitig jedoch über einen etwas längeren Zeitraum. Die Optimierung erfolgte in zwei Schritten (Optimierung 1 und Optimierung 2) und wird anschließend mit dem Ist-Stand verglichen. Die Änderung des Brennstoffmassenstromes ist in Abb. 7.21 dargestellt. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass die geänderten Einstellungen an der Übersteuerung für die optimierten Fälle am Anfang deutlich schwächer erfolgen und zeitgleich zudem der anschließende Einbruch vermieden wird. Insbesondere im Fall der Deaktivierung ist das Unterschwingen der Brennstoffzufuhr durch die optimierten Parameter deutlich reduziert worden.

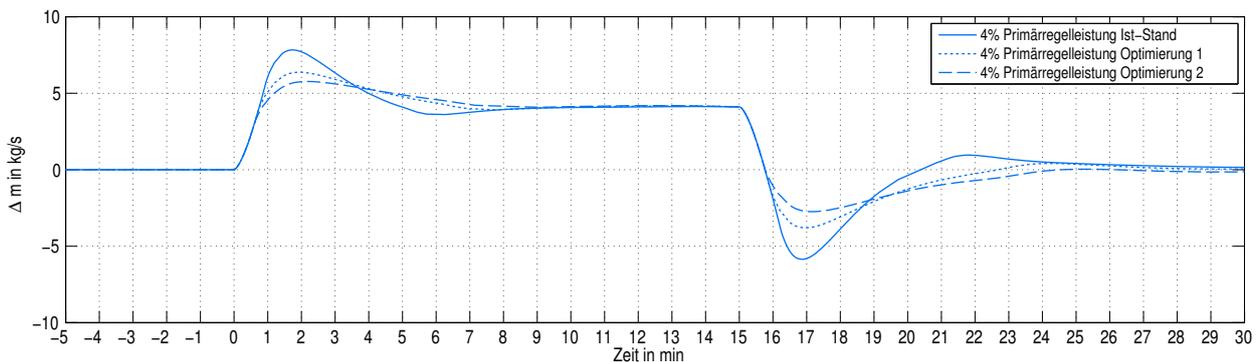


Abb. 7.21.: Änderung des Brennstoffmassenstroms bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2

In Abb. 7.22 sind die Druckverläufe bei der Aktivierung der Primärregelung dargestellt. Hierbei ist ein deutlich glatterer Verlauf für die Optimierungen erkennbar, was darauf hindeutet, dass die Druckkorrektur lediglich zur Aktivierung der Primärregelung am Anfang genutzt wird und weniger zu Regelungszwecken beim Halten der Leistung.

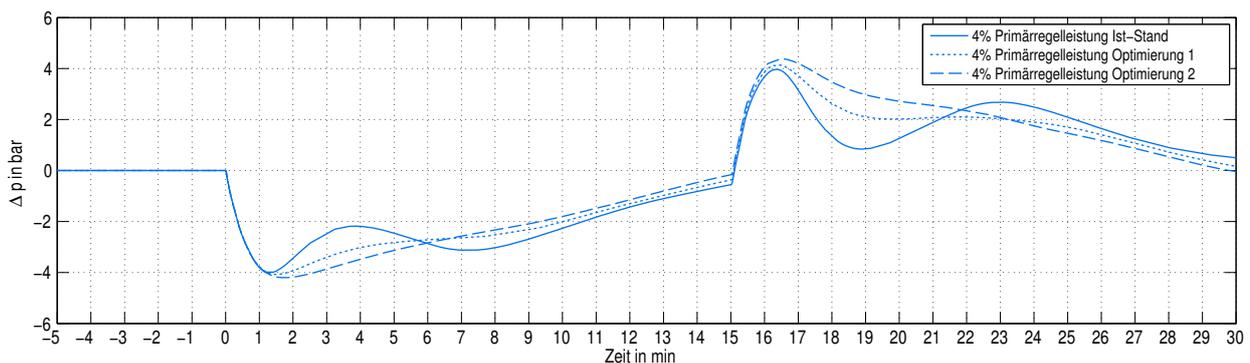


Abb. 7.22.: Änderung des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2

Abbildung 7.23 stellt die Verläufe der Generatorleistung dar. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass die Leistungsabweichungen vom Sollwert erheblich reduziert werden konnten. Einerseits kann aufgrund der geringeren Brennstoffübersteuerung das Über- bzw. Unterschwingen nach dem Lastwechsel weitestgehend vermieden werden, zudem wird die anschließende gegenläufige Schwingung durch die länger gezogene Brennstoffübersteuerung vermieden.

Insgesamt lässt sich zeigen, dass bei genauer Implementierung der entsprechenden leittechnischen Strukturen im Modell sehr effizient für die Erbringung von Primärregelung relevante Blöcke iden-

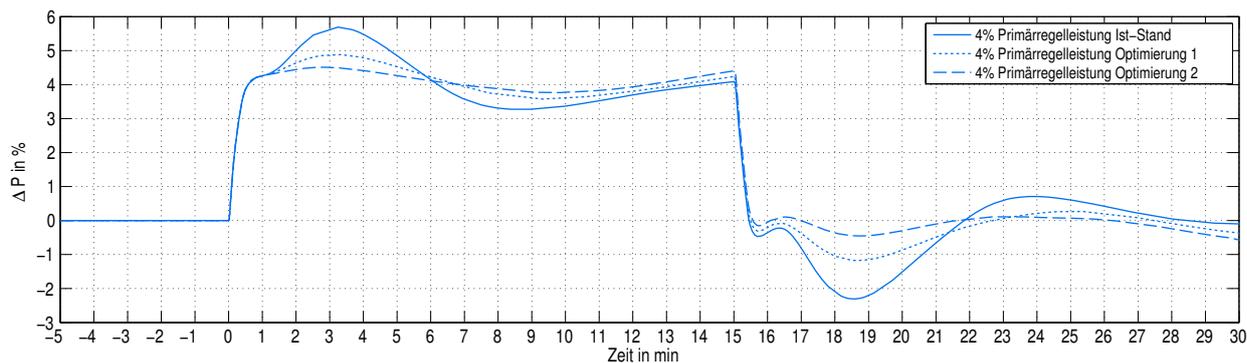


Abb. 7.23.: Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2

tifiziert werden können und diese sich anschließend auch sehr gut optimieren lassen. Die für eine derartige Feinabstimmung notwendigen Versuchsfahrten ließen sich im realen Kraftwerk nicht im entsprechenden Umfang wirtschaftlich umsetzen.

7.3.3. Primärregelung mit HDV-Androsselung

Nachdem gezeigt wurde, dass mit Hilfe des dynamischen Modells die Primärregelung derart optimiert werden kann, dass die auftretende Regelabweichung weitestgehend minimiert werden können, soll im folgenden Abschnitt die Bereitstellung erhöhter Regelreserven unter Nutzung zusätzlich identifizierter Sofortreserve-Maßnahmen erörtert werden. Hierzu soll die Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung unter Verwendung einer kombinierten Frischdampf- und HDV-Androsselung untersucht und bewertet werden. Bei einer positiven Leistungsanforderung erfolgt eine gestaffelte Aktivierung des FD-Druckpolsters um 5 bar und eine anschließende Androsselung des HDV 7. Im Fall einer negativen Leistungsanforderung erfolgt eine FD-Androsselung um zusätzlich bis zu 9 bar.

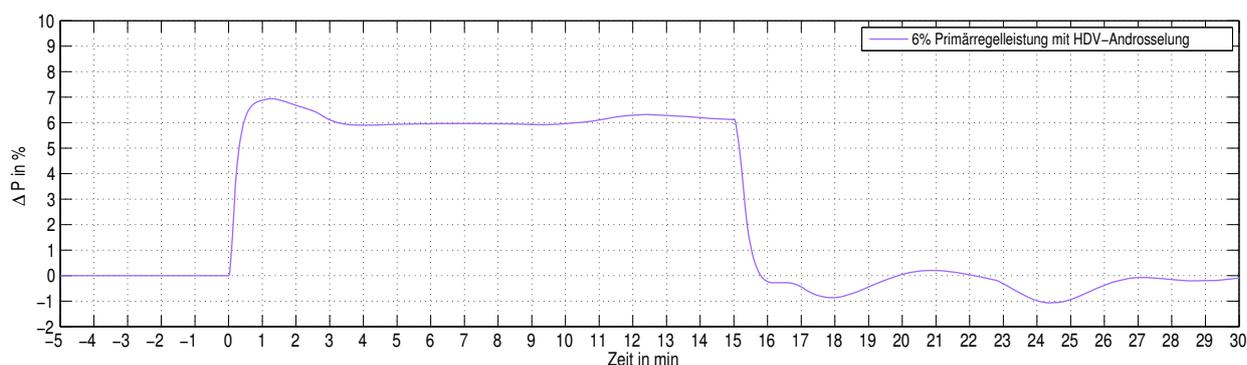


Abb. 7.24.: Dynamischer Verlauf der Generatorleistungsänderung bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung

In Konsequenz ergibt sich für den Verlauf der Generatorleistung (vgl. Abb. 7.24) im Fall der positiven Leistungsanforderung, abgesehen von einem anfänglichen Überschwingen eine nahezu ideale Regelgüte. Für die negative Leistungsanforderung ergibt sich ein maximaler Regelfehler von etwa 1 % in Bezug auf die Nennleistung.

Diese Regelgüte spiegelt sich auch im Verlauf des Frischdampfdruckes wider, siehe Abb. 7.25. Während die Druckeinsenkung nahezu ideal wieder rückgeführt wird, zeigt sich bei der Druckanhebung ein leicht welliger Verlauf. Hier besteht das Potential weiterer Optimierung.

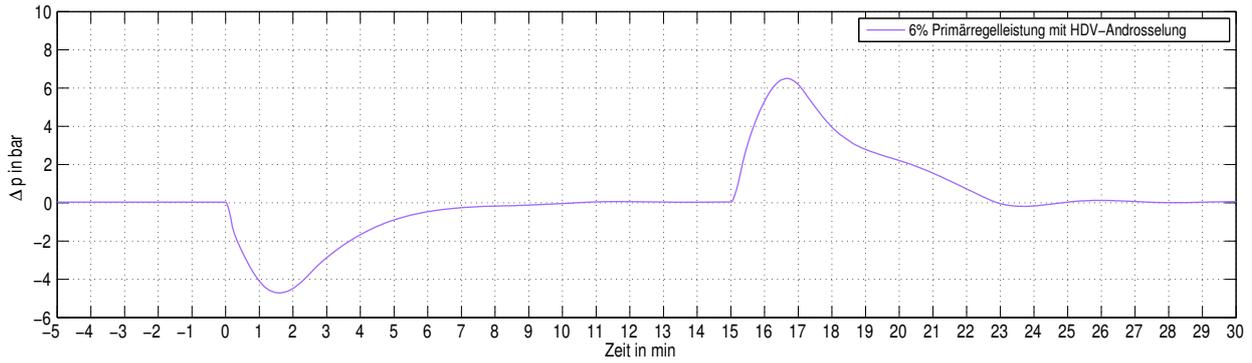


Abb. 7.25.: Dynamischer Verlauf des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung

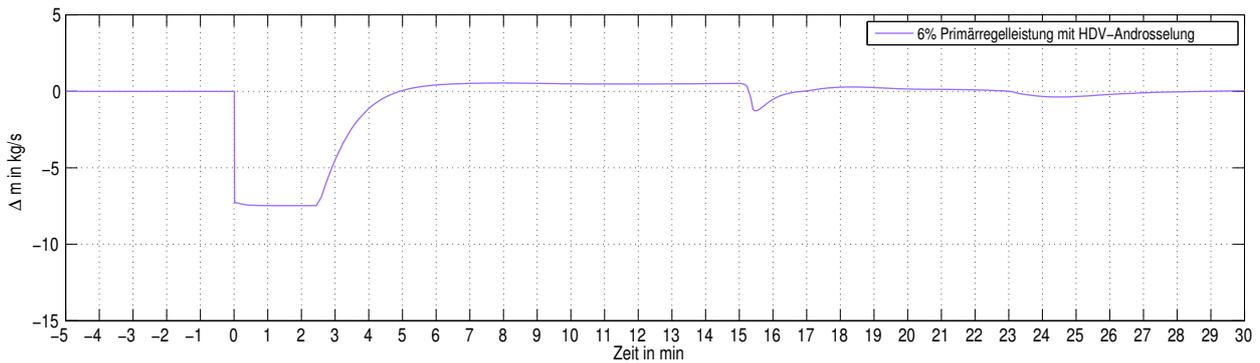


Abb. 7.26.: Dynamischer Verlauf der Änderung des HDV 7 Anzapfmassenstroms bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung

Abb. 7.26 zeigt den Anzapfmassenstrom des HDV 7. Deutlich ersichtlich ist die Aktivierung und damit die Drosselung des Anzapfmassenstroms um $7,5 \text{ kg/s}$ zu Beginn der positiven Leistungsanforderung. Die sich aus der verringerten Vorwärmung ergebenden Kesseintrittstemperaturen sind in Abb. 7.27 dargestellt. Nach $2\frac{1}{2}$ Minuten kommt es zu einem maximalen Einbruch der Speisewassertemperatur um $13,3 \text{ K}$.

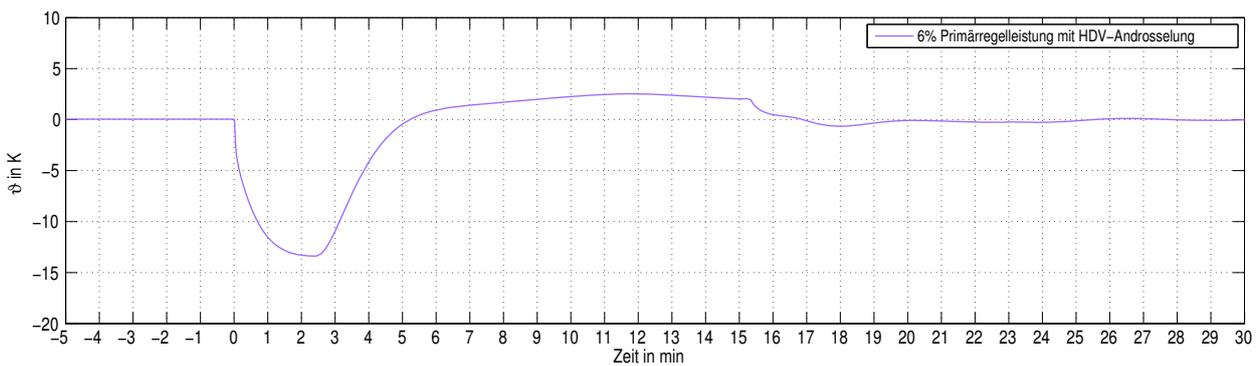


Abb. 7.27.: Dynamischer Verlauf der Speisewassertemperaturänderung nach HD-Vorwärmer 7 bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung

7.3.4. Fazit

Mit Hilfe des hier entwickelten Modells lässt sich der hochdynamische Prozess der koordinierten Aktivierung von Sekundenreservemaßnahme und der Brennstoffzufuhr zum Nachweis der Primärregelleistung aufgrund des hohen Detaillierungsgrades der implementierten Prozess- und Leittechnikstrukturen umfassend untersuchen. Hierbei wurde sowohl das Potential des Modells aufgezeigt,

Feineinstellungen der beteiligten Regler vorzunehmen als auch die Kopplung des Prozesses mit verschiedenen Sekundenreservemaßnahmen zur Erhöhung der vorhaltbaren Regelreserven zu untersuchen.

7.4. Sekundärregelung

Auch für die Vermarktung von Sekundärregelleistung sind bestimmte Kriterien laut [8] nachzuweisen, um diese auf dem Regelleistungsmarkt anzubieten. Hierbei muss die vollständige Aktivierung in 5 Minuten erfolgen, die Leistung anschließend für 10 Minuten gehalten werden und danach die Deaktivierung erneut in 5 Minuten erfolgen. Auch hierbei wird der Nachweis über eine Präqualifikation entsprechend einer Doppelhöckerkurve erbracht. Als Eingangssignal wird hierbei ein Leistungs-Sollwert vorgegeben, der nachzuweisende Verlauf des Istwertes der Generatorleistung ist in Abb. 7.28 dargestellt.

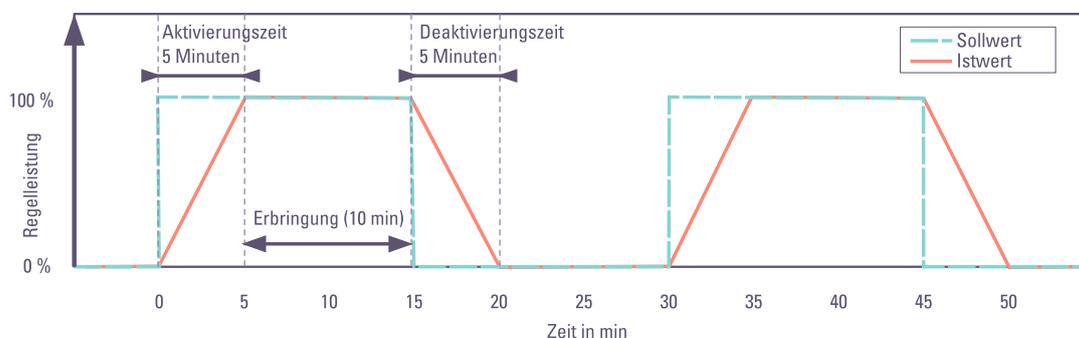


Abb. 7.28.: Lastszenario zur Präqualifikation von Sekundärregelleistung entsprechend [8]

Die Sekundärregelung erfolgt im Referenzfall lediglich über die Änderung der Brennstoffzufuhr. Wie bei der Untersuchung der Dynamik des Dampferzeugers in Kapitel 7.1 gezeigt wurde, kann ein gleichmäßiger rampenförmiger Anstieg, wie er in Abb. 7.28 gefordert wird, in thermischen Kraftwerken nicht erbracht werden. Eine Totzeit mit anschließend erhöhtem Gradienten wird daher bei der Präqualifikation von thermischen Kraftwerken toleriert [88]

7.4.1. Ist-Stand und Parameteroptimierung

Das Verfahren zur Erbringung von Sekundärregelleistung erfolgt im Ist-Stand analog zu fahrplanbedingten Lastwechseln. Lediglich der zulässige Lastgradient wird hier von $1,6 \text{ \%/min}$ auf $2,4 \text{ \%/min}$ angehoben, ist aber nicht individuell für die Sekundärregelung einstellbar. Der entsprechende Ausschnitt aus der Blockregelung zur Bildung des Sollwertes der Wärmeleistung ist in Abb. 7.29 (a) dargestellt.

Stand der Technik, wie er beispielsweise in [78] beschrieben wird, stellt je ein individueller Pfad in der Leitechik für den Arbeitspunkt und die Sekundärregelung dar, siehe Abb. 7.29 (b). Mittels des dynamischen Modells wurde der Ist-Stand (a) der Anlage für das Szenario Doppelhöckerkurve aufgezeigt. Anschließend wurde die leitechisch optimierte Variante (b) untersucht und dabei die Parameter für die Übersteuerung identifiziert.

Der Verlauf der Generatorleistungsänderung für den ersten Abschnitt der Doppelhöckerkurve ist in Abb. 7.30 dargestellt. Bei der Betrachtung wird ersichtlich, dass für den Ist-Zustand nach 5

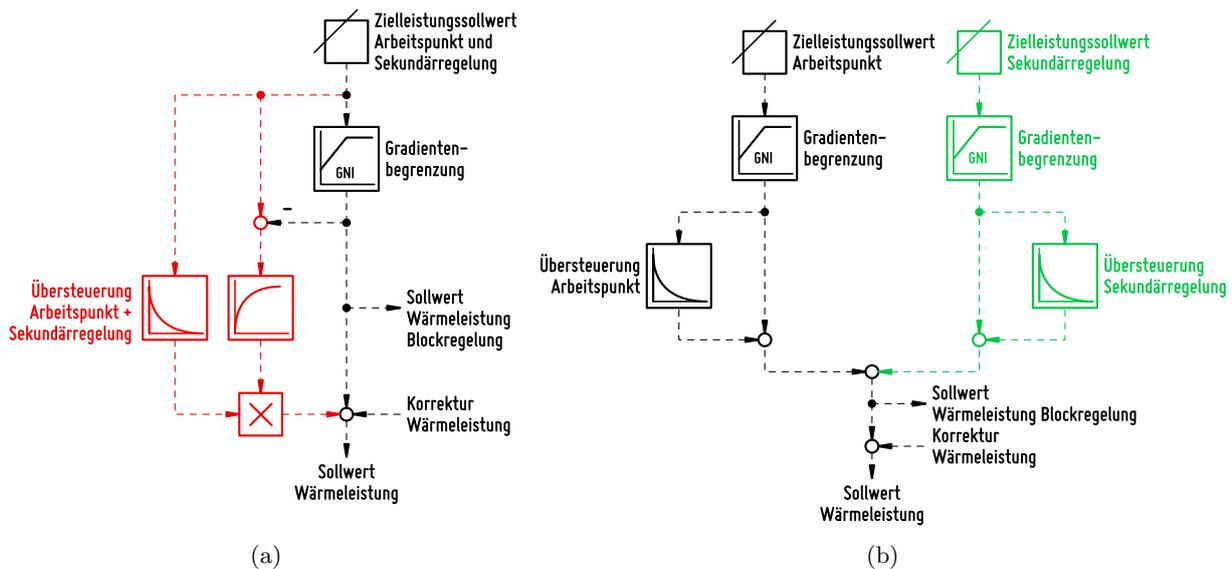


Abb. 7.29.: Ausschnitt der Blockregelung zur Vorsteuerung der Wärmeleistung bei Erbringung von Sekundärregelleistung: Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) in Anlehnung an [78] mit individuellen Lastgradienten für den Arbeitspunkt und die Sekundärregelung sowie Aufschaltung der Übersteuerung auf das Vorsteuersignal und den Leistungsprädiktor

Minuten erst eine Leistungsänderung von 4,4 % erreicht wird. Ebenso ist ein sehr träges Verhalten beim Rücksprung auf den Ausgangswert erkennbar, die Differenz zum Sollwert beträgt hier ca. 1,2 %. Für den optimierten Fall kann die gewünschte Leistungsänderung bereits nach etwa 3 1/2 Minuten erreicht werden. Durch die aggressivere Fahrweise ist zwar ein deutliches Unterschwingen erkennbar, die maximale Abweichung vom Sollwert beträgt jedoch durchgängig weniger als 1 % der Nennleistung. Auch der Rücksprung erfolgt innerhalb der vorgegebenen 5 Minuten.

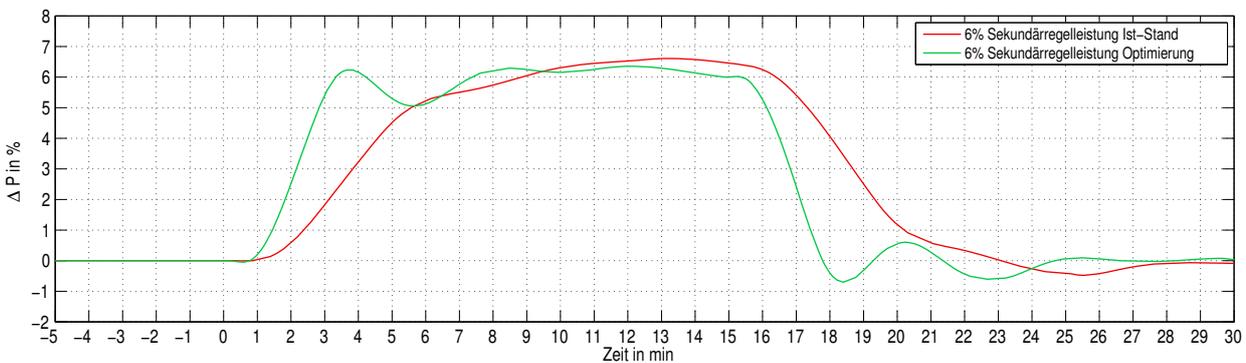


Abb. 7.30.: Dynamischer Verlauf der Generatorleistungsänderung bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung

Die geänderte Regelstruktur lässt sich sehr deutlich am Verlauf der Brennstoffmassenstromänderung erkennen, siehe Abb. 7.31. Für den Ist-Stand ist eine sehr moderate Erhöhung des Brennstoffmassenstromes mit der steigenden Lastanforderung sichtbar. Für den optimierten Fall ist die aus der aggressiveren Übersteuerung resultierende deutliche Erhöhung des Massenstromes erkennbar.

Die deutliche Übersteuerung des Brennstoffmassenstromes sorgt zwar für ein schnelleres Erreichen der gewünschten Generatorleistung, gleichzeitig verschlechtert sich jedoch die Regelgüte. Der Grund hierfür kann im unerwünschten Ein- und Ausspeichern von Energie aus dem Dampferzeuger gesehen werden. Exemplarisch ist hierzu der Verlauf des Frischdampfdruckes in Abb. 7.32 dargestellt.

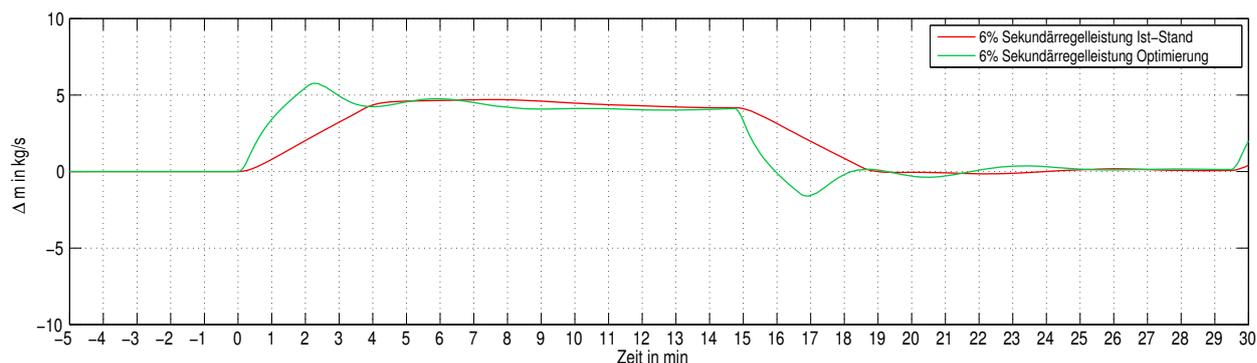


Abb. 7.31.: Dynamischer Verlauf der Änderung des Brennstoffmassenstroms bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung

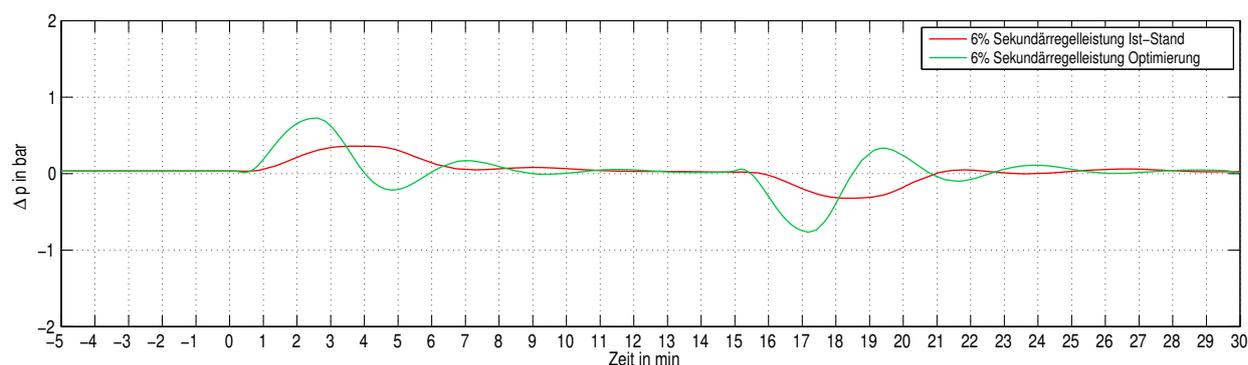


Abb. 7.32.: Dynamischer Verlauf der Frischdampfdruckänderung bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung

Aus dem Vergleich des Ist-Standes mit der Optimierung wird hierbei klar ersichtlich, dass der Frischdampfdruck für die langsame Laständerung sehr konstant gehalten werden kann, es bei der aggressiveren Fahrweise jedoch zu deutlichen Schwingungen kommt. Durch die Druckänderungen kommt es, wie bei der Potentialanalyse Sekundenreservemaßnahmen in Kapitel 7.2 gezeigt wurde, zu einer Ein- und Ausspeicherung von Energie aus dem Hochdruckteil des Kessels.

Neben der Druckänderung kommt es während der schnellen Lastwechsel insbesondere auch zu Temperaturänderungen im Kessel, was zur Anregung der Einspritzkühlerregelung führt. Hierdurch wird beim schnellen Öffnen ebenfalls Energie aus dem Kessel ausgespeichert, wie die Analyse der Sekundenreservemaßnahme „ZÜ-Einspritzkühler-Öffnung“ gezeigt hat.

7.4.2. Sekundärregelung mit Kondensatstau

Auch die Sekundärregelleistung kann durch die Nutzung von Sekundenreservemaßnahmen gesteigert werden, ohne die Übersteuerung der Brennstoffzufuhr weiter zu erhöhen. Als geeignete Maßnahme stellt sich aufgrund der etwas trägeren Aktivierung und des hohen energetischen Speicherpotentials der Kondensatstau dar. Wie bei der Primärregelung gezeigt, besteht auch hier die regelungstechnische Herausforderung in der Wiederauffüllung des Speichers. Als Untersuchungsszenario wurde der Fall einer Aktivierung von 8 % positiver Sekundärregelleistung gewählt. Abbildung 7.33 zeigt den Verlauf der Generatorleistung für diesen Fall.

Der in Abb. 7.33 gezeigte Verlauf der Generatorleistung zeigt grundsätzlich eine ausreichende Dynamik sowie eine maximale Abweichung vom Sollwert von weniger als 1 % der Nennleistung.

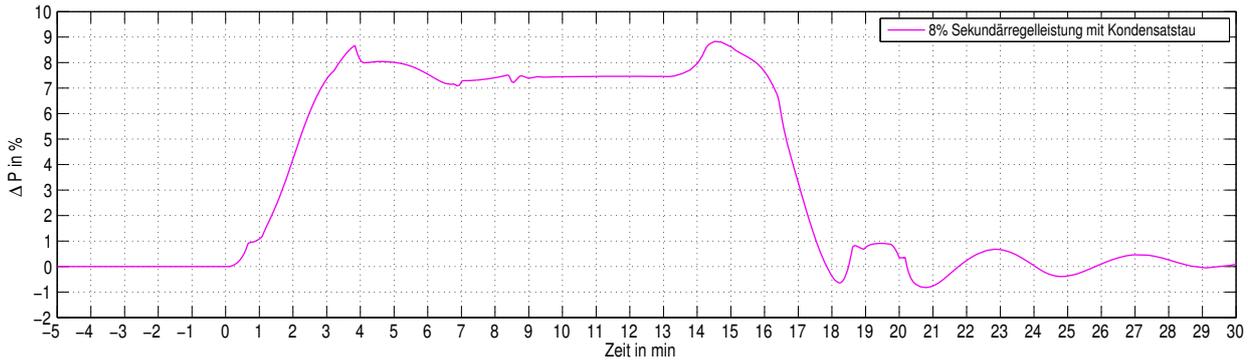


Abb. 7.33.: Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung

Es zeigt sich jedoch ebenfalls, dass das Ausregeln der Leistung über den Kondensatstau aufgrund seines trägen Ansprechverhaltens hierfür nur bedingt geeignet ist.

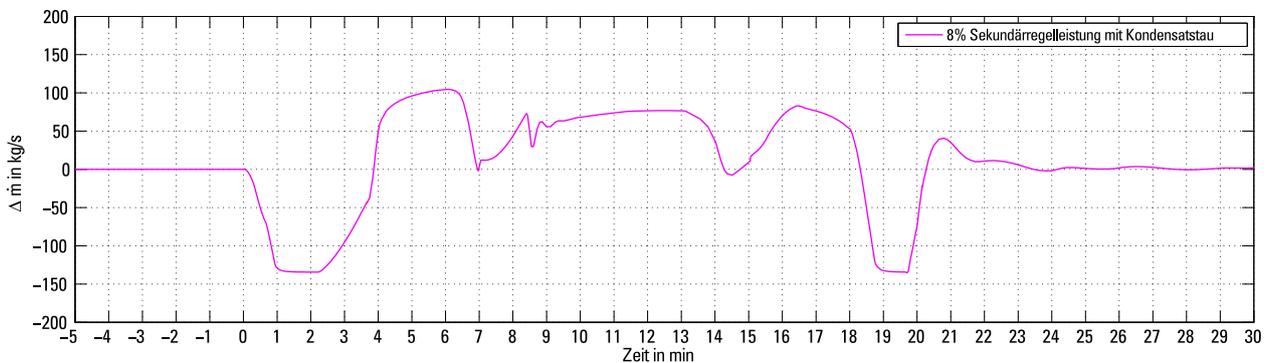


Abb. 7.34.: Dynamischer Verlauf des Kondensatmassenstroms bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung

Abbildung 7.34 zeigt den Verlauf des Kondensatmassenstroms. Deutlich ersichtlich ist die Aktivierung des Kondensatstaus in der ersten Minute anhand der Verringerung des Kondensatmassenstroms. Der Aktivierung folgt ab Minute 4 eine Wiederauffüllung des Speichers, diese wird unerwünschter Weise gefolgt von mehreren kleinen Schwingungen, die durch die Leistungsregelung hervorgerufen werden. Im Gegensatz dazu kommt es bei der Lastabsenkung zu einer relativ gleichmäßigen Steigerung des Kondensatmassenstroms, gefolgt von einer anschließenden Reduzierung zum Ausgleich des Kondensatorfüllstandes.

Die sich aus der Verringerung bzw. Steigerung des Kondensatmassenstroms ergebenden Speisewasserbehälter- bzw. Kondensatorfüllstände sind in Abb. 7.35 dargestellt. Im Fall des Speisewasserbehälters ergibt sich bei der Leistungssteigerung in Folge der reduzierten Kondensatmenge eine Absenkung des Füllstandes um 0,34 m. Bei der Lastabsenkung kommt es zu einem um 0,12 m erhöhten Füllstand. Für den Kondensator ergibt sich bei der Lastaufnahme eine Anhebung des Füllstandes um 0,24 m und bei Lastverringern ein um 0,1 m abgesenkter Füllstand.

Insgesamt zeigt sich die Methode Kondensatstau als geeignetes Mittel zur Erhöhung der Sekundärregelleistung, da hierdurch sowohl positive, als auch negative Reserven aktiviert werden können. Zudem zeigt der Verlauf der Behälterfüllstände, dass das vorhandene Energiespeicherpotential nur zu einem sehr geringen Teil ausgenutzt wird.

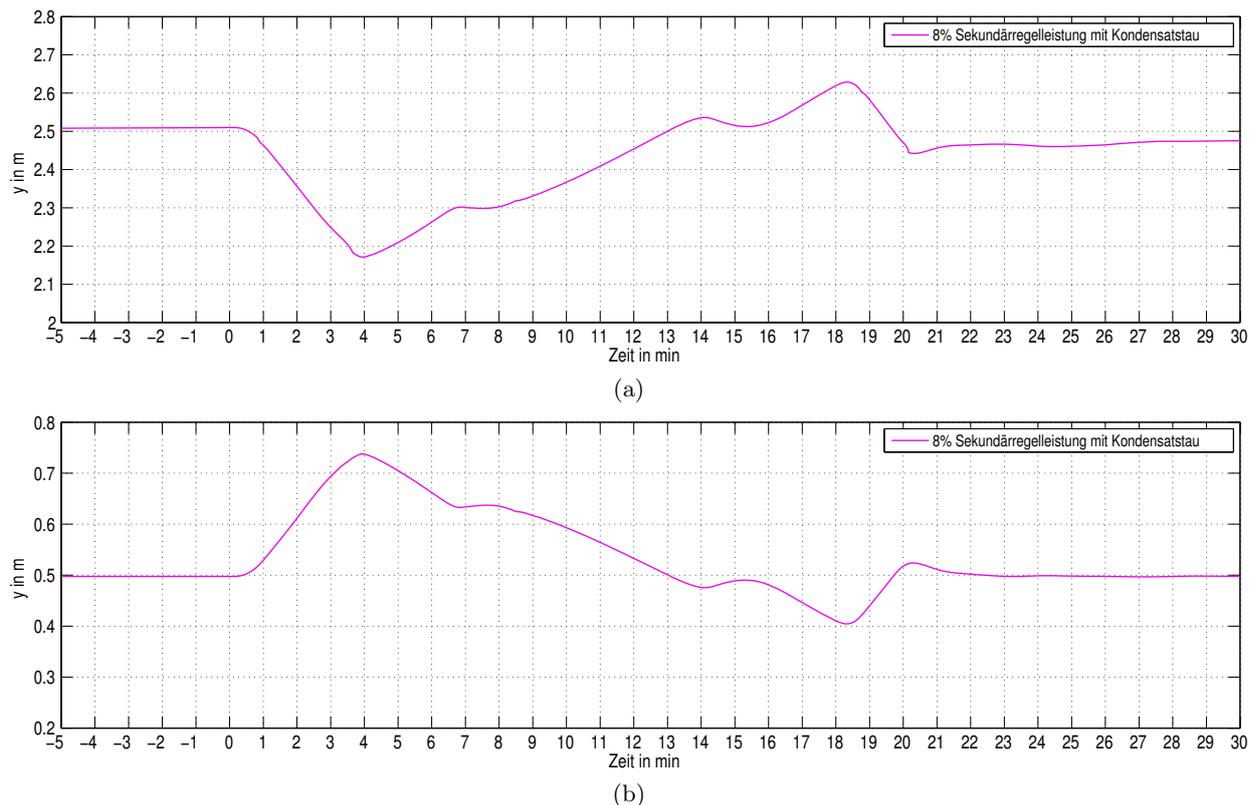


Abb. 7.35.: Dynamischer Verlauf des Speisewasserbehälter- (a) und Kondensatorfüllstandes (b) bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung

7.4.3. Fazit

Das vorangegangene Kapitel zeigte die Möglichkeit der Optimierung der Bereitstellung von Sekundärregelleistung. Mit Hilfe des dynamischen Modells konnten hierbei neue Reglerstrukturen auf ihre Eignung zur Verbesserung der Regelgüte untersucht werden. Eine solche Untersuchung wäre mittels Versuchsfahrten deutlich aufwändiger. Weiterhin konnte die Erhöhung der Sekundärregelleistung mit Hilfe einer Sekundenreservemaßnahme (Kondensatstau) erfolgreich erprobt werden. Auch eine solche Untersuchung wäre ohne das hier genutzte dynamische Simulationsmodell nur mit erheblichen Aufwand möglich.

8. Zusammenfassung

8.1. Fazit der Arbeit

Im Rahmen des in dieser Arbeit vorgestellten Forschungsprojektes wurde ein detailliertes dynamisches Kraftwerksmodell eines Braukohlekraftwerkes erstellt. Das Modell erlaubt eine umfängliche Betrachtung sämtlicher energetisch relevanter Zustandspunkte im Kraftwerk sowohl im Wasserdampfkreislauf als auch auf der Seite der Brennstoff- und Luftversorgung sowie der Rauchgasseite und der Leittechnik. In der vorliegenden Arbeit wurden sowohl die verwendeten theoretischen Modellansätze als auch die praktisch implementierten Strukturen des Kraftwerkes erläutert. In einer umfassenden Validierung auf der Grundlage zahlreicher Prozessmessdaten wurde die Fähigkeit des Modells herausgestellt, den Ist-Stand des Kraftwerkes mit sinnvoller Genauigkeit wiederzugeben. Diese Aussage konnte ebenfalls durch Dritte [80] bestätigt werden, in deren Untersuchungen das Modell zur Optimierung der Bereitstellung von Systemdienstleistungen für Versuchsfahrten unterstützend verwendet wurde. Neben der allgemein sehr hohen Übereinstimmung der Modellergebnisse mit dem Verhalten des Kraftwerkes haben sich im Laufe der Untersuchungen vereinzelt Phänomene gezeigt, die noch weiteren Untersuchungsbedarf aufweisen. Beispielsweise das Verhalten der Kohlemühlen konnte in gewissen Betriebssituation, insbesondere bei aggressiver Übersteuerung des Brennstoffmassenstromes, bestimmte Eigenschaften vorweisen, die mit dem hier gezeigten Modellansätzen nur bedingt abgebildet werden konnten.

Über die in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen hinaus findet das entwickelte Modell auch in einem weiteren Forschungsprojekt Anwendung, bei dem in Kooperation mit Vattenfall Research & Development AB Schweden sowie der Universität Rostock das Startverhalten des Kraftwerkes optimiert wird, der aktuelle Stand dieser Untersuchungen wird in [89] aufgezeigt.

Neben dem eigentlichen Kraftwerksmodell wurden einige Methoden zur Bewertung und Optimierung dynamischer Kraftwerksprozesse entwickelt. Hierzu zählen die in Kooperation mit einem ebenfalls an der Universität Rostock durchgeführten VGB-Forschungsprojektes „Regelleistungsver-schleißmodell“ [27] entwickelten Modellansätze zur Bewertung der Wechsellerschöpfung kritischer Kraftwerkskomponenten sowie Methoden zur Bewertung und Optimierung von Regelkreisen, aber auch die Methoden der exergetischen Prozessbewertung.

Mit Hilfe des dynamischen Kraftwerksmodells und der beschriebenen Auswertemethoden wurde zunächst der Ist-Stand für den dynamischen Lastwechselbetrieb sowie die Bereitstellung von Systemdienstleistungen wie Primär- und Sekundärregelleistung beschrieben. Im Anschluss wurden verschiedene Optimierungsansätze für den Fahrplanbetrieb aufgezeigt, wie z.B. eine wirkungsgradgünstigere Frischdampfdruckfahrweise im Duo- und im Mono-Betrieb des Kraftwerkes und eine flexibilitätssteigernde Erhöhung der Lastgradienten, sowie eine Absenkung der Mindestlast. Darüber hinaus wurden exemplarisch einige verhältnismäßig einfach implementierbare Vorschläge zur Verbesserung der bestehenden Leittechnik-Strukturen gemacht und im Modell getestet.

Einen Schwerpunkt der Untersuchungen stellte die Optimierung der Bereitstellung von Regelleistungsprodukten, insbesondere der Primär- und Sekundärregelung dar. Hierzu wurden zunächst mit Hilfe des dynamischen Modells vorhandene Speicherpotentiale im Kraftwerksprozess identifiziert, welche grundsätzliche Eignung zur Bereitstellung von Wirkleistungs-Sekundenreserve-Maßnahmen vermuten ließen. Die Untersuchung beinhaltet zudem eine lastabhängige Darstellung der Potentiale, was für einen zukünftig zunehmenden Teillastbetrieb von hoher Relevanz ist. Darüber hinaus wurde der Ist-Stand in Bezug auf die Regelleistungsbereitstellung analysiert und Schwachstellen bei der Auslegung der Regler herausgearbeitet. Mittels der dargestellten Methoden konnte hierbei das Potential zur Verbesserung der Regelgüte bei der aktuell vorgehaltenen Primär- und Sekundärregelung aufgezeigt werden. Weiterhin wurden Szenarien untersucht, bei denen die identifizierten Sekundenreserve-Maßnahmen zur Vergrößerung der vermarktbareren Regelleistung genutzt werden können. Hierbei wurde sowohl eine Erhöhung der Primärregelung mittels HDV-Anzapfandrosselung als auch eine Erhöhung der vorhaltbaren Sekundärregelung unter Nutzung des Kondensatstaus untersucht.

Tab. 8.1.: *Optimierungspotentiale für die Flexibilitätssteigerung des untersuchten Braunkohlekraftwerks*

	Ist-Stand	untersuchtes Potential
Mindestlast (Mono/Duo)	36 / 64 % P_N	25 / 50 % P_N
Lastgradient	1,6 % P_N/min	3,2 % P_N/min
Primärregelung	4 % P_N	6 % P_N
Sekundärregelung	6 % P_N	8 % P_N

Tabelle 8.1 fasst die wichtigsten aufgezeigten Optimierungspotentiale für das untersuchte Kraftwerk zusammen. Mit Hilfe der hier durchgeführten dynamischen Untersuchungen wurden nicht nur Potentiale aufgezeigt, sondern zusätzlich Herausforderungen für die Umsetzung der Optimierungen im Kraftwerksprozess dargestellt. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass im Rahmen der hier vorgestellten Forschungstätigkeiten ein in seiner Komplexität und Genauigkeit bisher einzigartiges dynamisches Simulationsmodell eines Großkraftwerkes erstellt wurde, was aufgrund seiner modularen Struktur und der einfachen Erweiterbarkeit für eine Vielzahl unterschiedlicher Untersuchungen und Optimierungsstrategien genutzt werden kann. Auch wenn das dabei entwickelte Modell in hohem Maße für das untersuchte Referenzkraftwerk angepasst wurde, lassen sich viele der Untersuchungsergebnisse zumindest qualitativ auch auf andere thermische Großkraftwerke übertragen.

8.2. Ausblick

Auch wenn insgesamt in der vorliegenden Arbeit eine breite Vielfalt von Anwendungsmöglichkeiten des dynamischen Simulationsmodells aufgezeigt wurde, bringen die sich ändernden marktseitigen Anforderungen für das Kraftwerk kontinuierlich neue Herausforderungen mit sich. Sich ändernde Anlagenkonfigurationen, wie beispielsweise die mögliche weitreichende Ausrüstung der Kessel mit neuen Brennern oder die geplante Erweiterung der Sekundärregelfähigkeit, können auch zukünftig effizient mittels des hier dargestellten Simulationsmodells untersucht und optimiert werden.

Auch die bereits erläuterten, weiterführenden Untersuchungen zum Anfahrverhalten des Kraftwerks lassen bereits jetzt erhebliches Optimierungspotential erkennen. Da, wie in Abschnitt 1.1.1

gezeigt wurde, zukünftig mit einer erheblichen Zunahme von Startvorgängen zu rechnen ist, wird es sich vermutlich auch in diesem Bereich als sinnvoll erweisen, dass Modell weiterhin intensiv als Hilfsmittel zu nutzen.

Ein wichtiger Schritt für den Kraftwerksbetreiber besteht nun in der Implementierung der vorgeschlagenen Optimierungsmöglichkeiten. Durch die Erhöhung der Primär- und Sekundärregelung sowie der Anhebung der Lastgradienten ließen sich Regelleistungsprodukte stärker vermarkten. Zusätzlich würde eine Implementierung der Optimierungsmaßnahmen zur Erhöhung der Systemdienstleistungen die notwendige Kapazität verbleibender konventioneller Kraftwerken reduzieren, wodurch, in Zeiten starker Einspeisungen fluktuierender Erzeuger, Kosten und Emissionen reduziert werden könnten. Gleiches betrifft die Absenkung der Mindestlast, wodurch bei einem zeitnahen Kapazitätsbedarf am Markt, An- und Abfahrvorgänge des Kraftwerks reduziert werden können.

Aufgrund der Vielzahl der gezeigten Anwendungsmöglichkeiten des dynamischen Kraftwerksmodells kann weiterhin uneingeschränkt empfohlen werden, auch für vergleichbare Kraftwerke ähnlich detaillierte Simulationsmodelle zu entwickeln. Hierbei können die bereits entwickelten Methoden und Untersuchungstools eine erhebliche Arbeitserleichterung darstellen, auch wenn das Hauptwerkzeug - das dynamische Simulationsmodell - stets individuell auf die Strukturen und Parameter des jeweiligen Kraftwerks anzupassen ist.

Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESREGIERUNG: *Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG 2014)*. Berlin 2014
- [2] HANSEN, Ulf: Skript zur Vorlesung Energiewirtschaft - Universität Rostock. 2009
- [3] SCHLESINGER, Michael ; LINDENBERGER, Dietmar ; LUTZ, Christian: *Entwicklung der Energiemärkte – Energiereferenzprognose, Projekt Nr. 57/12 Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie*. Basel: Prognos AG, 2014
- [4] DENA: *Grid Study II – Integration of Renewable Energy Sources in the German Power Supply System from 2015 – 2020 with an Outlook to 2025*. Berlin: Deutsche Energie Agentur GmbH, 2010
- [5] MEINKE, S. ; ZIEMS, C. ; NOCKE, J. ; WEBER, H. ; HASSEL, E.: Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen / Universität Rostock. 2012 (VGB 333). – Forschungsbericht
- [6] KUNDUR, Prabha ; PASERBA, John ; AJJARAPU, Venkat: Definition and classification of power system stability IEEE/CIGRE joint task force on stability terms and definitions. In: *IEEE Transactions on Power Systems* 9 (2004), August, S. 1387 – 1401
- [7] *German platform for control reserve tendering*. December 2015 . – <https://www.regelleistung.net>
- [8] UCTE: *Continental Europe Operation Handbook*. Brussels: Union for the Co-ordination of Transmission of Electricity, 2015. – <https://www.entsoe.eu/publications/system-operations-reports/operation-handbook/Pages/default.aspx>
- [9] CONSENTEC GMBH: *Beschreibung von Regelleistungskonzepten und Regelleistungsmarkt*. Aachen, 2014
- [10] DENA: *Studie Systemdienstleistungen 2030*. Berlin: Deutsche Energie Agentur GmbH, 2014
- [11] JOST, Dominik ; JANSEN, Malte ; HOCHLOFF, Patrick: Dynamische Bestimmung des Regelleistungsbedarfs. 2015. – Forschungsbericht
- [12] NASSAR, Ibrahim ; ALALI, Salaheddin ; WEBER, Harald: Effects of Increasing Intermittent Generation on the frequency control of the European Power System. In: *19th World Congress The International Federation of Automatic Control*, 2014
- [13] TIELENS, Pieter ; HERTEM, Dirk V.: Grid Inertia and Frequency Control in Power Systems with High Penetration of Renewables. In: *Young Researchers Symposium in Electrical Power Engineering*, 2012

- [14] JOHNSTONE, Kevin ; TUMILTY, Ryan ; BELL, Keith: Transient stability assessment of the GB transmission system with high penetrations of wind power. In: *13th Wind Integration Workshop*, 2014
- [15] WEBER, Harald ; ZIEMS, Christian ; MEINKE, Sebastian ; WEB11 (Hrsg.): *Technical framework conditions to integrate high intermittent renewable energy feed-in in Germany*. INTECH Open Access Publisher, 2011
- [16] ZIPF, Michael ; MÖST, Dominik: Kosteneinsparungspotenziale in den Märkten für Regelleistung. In: *Kraftwerkstechnik 2014*, Saxonia, 2014, S. 65–77
- [17] FISCHER, Markus ; ENGELKEN, Soenke ; MIHOV, Nikolay: Operational Experience with Inertial Response Provided by Type 4 Wind Turbines. In: *13th Wind Integration Workshop*, 2014
- [18] AHO, Jacob ; PAO, Lucy ; FLEMING, Paul ; ELA, Erik: Controlling Wind Turbines for Secondary Frequency Regulation: An Analysis of AGC Capabilities Under New Performance Based Compensation Policy. In: *13th Wind Integration Workshop*, 2014
- [19] AZPIRI, Inigo ; COMBARROS, Clara ; PEREZ, Juan C.: Results from the Wide-area Voltage and Secondary Frequency Control Performed by Wind Power Plants. In: *13th Wind Integration Workshop*, 2014
- [20] BRAUNS, Steffen ; JANSEN, Malte ; JOST, Dominik: Regelenenergie durch Windkraftanlagen - Abschlussbericht / Fraunhofer IWES. 2014. – Forschungsbericht
- [21] BMWi: *Größter kommerzieller Batteriespeicher Europas in Betrieb*. 2015. – <http://www.bmwi-energiewende.de/EWD/Redaktion/Newsletter/2014/29/Meldung/groesster-kommerzieller-batteriespeicher-europas-in-betrieb.html>
- [22] BETRIEBSVERORDNUNG DES REFERENZKRAFTWERKES BV 500 ; EICHHORN, H. (Hrsg.) / Vattenfall Mining & Generation. unpublished, 2009. – Forschungsbericht
- [23] SAARINEN, Linn ; FUNKQUIST, Jonas ; BOMAN, Katarina: Dynamic Model of a Boiler at the Reference Lignite Plant / Vattenfall Research & Development AB. 2011 (U 11:77). – Forschungsbericht
- [24] SAARINEN, Linn ; FUNKQUIST, Jonas ; BOMAN, Katarina: Dynamic Model of a Boiler at the Reference Lignite Plant - Part II / Vattenfall Research & Development AB. 2012 (U 12:02). – Forschungsbericht
- [25] HUEBEL, Moritz ; MEINKE, Sebastian ; FUNKQUIST, Jonas: Dynamic Model of a Boiler at the Reference Lignite Plant - Part III / Vattenfall Research & Development AB and University of Rostock. 2012 (U 12:38). – Forschungsbericht
- [26] HUEBEL, Moritz ; MEINKE, Sebastian ; FUNKQUIST, Jonas: Dynamic Model of a Boiler at the Reference Lignite Plant - Part IV / Vattenfall Research & Development AB and University of Rostock. 2012 (U 12:69). – Forschungsbericht

- [27] RICHTER, M. ; BERNDT, A. ; MUTSCHLER, P. ; HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; WEBER, H. ; HASSEL, E.: Regelleistungsverschleißmodell für primär- und sekundärgeregelte thermische Kraftwerke im ENTSO-E-Netz / University of Rostock. 2015 (VGB 632). – Forschungsbericht
- [28] EPPLE, Bernd ; LEITHNER, Reinhard ; LINZER, Wladimir ; WALTER, Heimo: *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. Bd. e. 2. Springer Wien New York, 2012
- [29] O’KELLY, P.: *Computer Simulation of Thermal Plant Operation*. Springer, 2013
- [30] FLYNN, Damien: *Thermal Power Plant Simulation and Control*. Institution of Engineering & Technology, 2003
- [31] BOLLAND, Olav: *Thermal Power Generation*. NTNU, 2010
- [32] HASSEL, E. ; VASILTSOVA, V. ; STRENIOK, R.: *Einführung in die Technische Thermodynamik*. FVTR GmbH Rostock, 2010
- [33] THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM (Hrsg.): *Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Erlangen: The International Association for the Properties of Water and Steam, 1997
- [34] MODELON: *ThermalPower Library - Users Guide*. 2015. – <http://www.modelon.com/products/modelica-libraries/thermal-power-library/>
- [35] ZELEZNIK, F.J ; GORDON, S.: *A General IBM 704 or 7090 Computer Program for Computation of Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, and Chapman-Jouget Detonations*. 1962
- [36] BAEHR, Dieter ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 5. Berlin : Springer, 2006
- [37] NUSSELT, Wilhelm: Das Grundgesetz des Wärmeüberganges. In: *Der Gesundheits-Ingenieur* 38 (1915), S. 477–482
- [38] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *VDI Wärmeatlas*. Springer, 2002
- [39] TÖLLNER, Philip: *Entwicklung einer Schnittstelle der ganzheitlichen Systemsimulation zur hochaufgelösten Darstellung kritischer Kraftwerks-Komponenten mittels CFD/CHT Modellen*. Masterarbeit, Universität Rostock, 2014
- [40] FUJII, T. ; UEHARA, H. ; HIRATA, K. ; ODA, K.: Heat Transfer and Flow Resistance in Condensation of low Pressure Steam Flwing through Tube Banks. In: *Interantional Journal of Heat Mass Transfer* 15 (1972), S. 246–260
- [41] LECKNER, B.: Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide. In: *Combustion and Flame* 19 (1972), Nr. 1, S. 33–48
- [42] CHUDNOVSKY, Boris: Long Term Experience of the Real Time Fouling Deposits Thickness Measurements for Online Sootblowing Optimization. In: *ASME Power&Energy Conference*, 2015

- [43] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung*. Springer Berlin, 2006
- [44] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R.W. ; 3 (Hrsg.): *Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Springer, 2001
- [45] STEAG ENERGY SERVICES GMBH: *EBSILON Professional*. http://www.steag-systemtechnologies.com/ebpsilon_professional+M54a708de802.html.
Version: 2015
- [46] CHIEN, K. ; ERGIN, E. ; LING, C.: Dynamic analysis of a boiler. In: *Transactions of the ASME* 4 (1958), S. 1809–1810
- [47] KÜPPERS, Laszlo ; RICHTER, Marcel: Transiente Simulation von Komponenten konventioneller Kraftwerke mit EBSILON Professional. In: *Kraftwerkstechnik 2014*, Saxonia, 2014, S. 413–423
- [48] *Aspen Plus Dynamics. Advanced processing simulation software*. August 2015 . – <https://www.aspentech.com/products/aspden-dynamics.aspx>
- [49] ALOBAID, Falah ; KARNER, Karl ; BELZ, Jörg ; EPPLE, Bernd ; KIM, Hyun-Gee: Numerical and experimental study of a heat recovery steam generator during start-up procedure. In: *Energy* 64 (2014), S. 1057–1070
- [50] SILVENNOINEN, E ; JUSLIN, K ; HÄNNINEN, M ; TIIHONEN, O ; KURKI, J ; PORKHOLM, K: The APROS software for Process Simulation and Model Development, Technical Research Centre of Finland, Research reports 618 / ISBN 951-38-3463-8. 1989. – Forschungsbericht
- [51] ALOBAID, Falah ; STARKLOFF, Ralf ; PFEIFFER, Stefan ; KARNER, Karl ; EPPLE, Bernd ; KIM, Hyun-Gee: A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants–Part A: Part loads and off-design operation. In: *Fuel* 153 (2015), S. 692–706
- [52] ALOBAID, Falah ; STARKLOFF, Ralf ; PFEIFFER, Stefan ; KARNER, Karl ; EPPLE, Bernd ; KIM, Hyun-Gee: A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants–Part B: Start-up procedure. In: *Fuel* 153 (2015), S. 707–716
- [53] WITKOWSKI, A.: *Simulation und Validierung von Kraftwerksprozessen*, TU Braunschweig, Diss., 2006
- [54] WALTER, Heimo: *Modellbildung und numerische Simulation von Naturumlaufdampferzeugern*. VDI-Verlag, 2001
- [55] CASELLA, Francesco ; LEVA, Alberto: Modelica open library for power plant simulation: design and experimental validation. In: *Proceedings of the 3rd international Modelica conference*, 2003
- [56] GOTTELT, Friedrich: *Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerten Dynamikanforderungen*, Universität Rostock, Diss., 2010
- [57] MEINKE, Sebastian: *Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung*, Universität Rostock, Diss., 2012

- [58] ROEDER, V. ; HASENBEIN, C. ; KATHER, A.: Untersuchung des Teillastbetriebes und des dynamischen Verhaltens von Dampfkraftprozessen mit CO₂-Abtrennung. In: *Kraftwerkstechnik* 4, Saxonia, 2012
- [59] BENATO, Alberto ; STOPPATO, Anna ; MIRANDOLA, Alberto: Dynamic behaviour analysis of a three pressure level heat recovery steam generator during transient operation. In: *Energy* 90 (2015), S. 1595–1605
- [60] MODELICA: *The Modelica Association*. 2015. – <https://www.modelica.org/>
- [61] FRITZON, Peter: *Introduction to Modeling and Simulation of Technical and Physical Systems with Modelica*. Wiley, 2011
- [62] TILLER, Mike: *Modelica by Example*. <http://book.xogeny.com/>, 2014
- [63] HOPFGARTEN, Siegbert: Physikalische objektorientierte Modellierung und Simulation mit Modelica / Dymola / OpenModelica. In: *Institut für Automatisierungs- und Systemtechnik*. Technische Universität Ilmenau, 2012
- [64] DYMOLA: *DYNAMIC MODELING LABORATORY*. 2015. – <http://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola>
- [65] LIU, Liu ; FELGNER, Felix ; FREY, Georg: Comparison of 4 numerical solvers for stiff and hybrid systems simulation. In: *Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA), 2010 IEEE Conference on IEEE*, 2010, S. 1–8
- [66] PETZOLD, Linda R. u. a.: A description of DASSL: A differential/algebraic system solver. In: *Proc. IMACS World Congress*, 1982, S. 430–432
- [67] HOFFMANN, Rüdiger: *Grundlagen der Frequenzanalyse*. Expert-Verlag, 2005
- [68] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [69] ASCHEMANN, Harald: Skript zur Vorlesung Mess- und Regelungstechnik. 2007
- [70] SCHMIDT, Robert: *Nutzung der dynamischen Kraftwerkssimulation zur Evaluation und Optimierung der Dampftemperaturregelung in thermischen Kraftwerken*. Masterarbeit, Universität Rostock, 2014
- [71] *DIN EN 12952: 2011, Wasserrohrkessel und Anlagenkomponenten – Teil 3: Konstruktion und Berechnung für drucktragende Kesselteile*
- [72] BECK, Sebastian: *Untersuchungen zum Lebensdauerverbrauch von Dampfturbinen im Zuge der Flexibilisierung thermischer Kraftwerke*. Masterarbeit, Universität Rostock, 2014
- [73] LANG, Fred: Errors in Boiler Efficiency Standards. In: *ASME Power Conference*, 2009
- [74] EFFENBERGER, Helmut: *Dampferzeugung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2000
- [75] THIEDE, Bar Wek: *Funktionspläne SWF Block, KW Referenzkraftwerk*. 2012. – Internes Dokument der Firma Hartmann & Braun

- [76] KASTEN, A.: *Referenzkraftwerk: Leittechnische CE-Pläne*. 2012. – Internes Dokument der Firma Hartmann & Braun
- [77] VDI/VDE-GESELLSCHAFT MESS- UND AUTOMATISIERUNGSTECHNIK: VDI/VDE-Richtlinie 3508: Block-Führung/-Regelung von Wärmekraftwerken. 2002. – Forschungsbericht
- [78] SINDELAR, R.: Ensurance of Second-dynamics of Steam Power Plant Units. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 1 (1991), February
- [79] SCHUSTER: Energetische Messungen zur Bestimmung des Blockwirkungsgrades an einem Block des Referenzkraftwerks / Vattenfall Europe Generation AG. 2007. – Forschungsbericht
- [80] RUBIK, Mario: Versuchübersicht SDL-Nachweis an einem Block des untersuchten Referenzkraftwerkes / Vattenfall Europe Power Consult. 2012. – Forschungsbericht
- [81] MARKWARDT: Bestimmung des inneren Wirkungsgrades des HD- und MD-Teil der Turbine am Referenzkraftwerk / Vattenfall Europe PowerConsult GmbH. 2012. – Forschungsbericht
- [82] THUMM, Thomas: *Wirkleistungs-Sekundenreserve-Maßnahmen untersucht am Beispiel eines Dampfkraftwerksblocks*, Universität Stuttgart, Diss., 1989
- [83] SINDELAR, R. ; VOGELBACHER, L.: Experimentelle Ergebnisse mit dem Blockregelkonzept MODAN-1. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 8 (1992)
- [84] FRICK, Alexander: Mehr Flexibilität dank optimierter Mühlenfahrweise. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 10 (2012)
- [85] KURTH, M. ; GREINER, F.: Herausforderungen an die Kraftwerksleittechnik durch steigende dynamische Anforderungen an die Verfahrenstechnik. In: *VGB Powertech* 8 (2008)
- [86] VARGAS, Patrick M.: Potentials and Limits of Flexible Power Plant Operation. In: *PowerGen International Las Vegas*, 2011
- [87] STARKLOFF, Ralf ; KARNER, Karl ; EPPLE, Bernd ; SCHMITZ, Martin: Kraftwerkstechnik 2013. In: *Kraftwerkstechnik 2013*, Saxonia, 2013, S. 53–63
- [88] BERNDT, H. ; HERMANN, M. ; KREYE, H. ; REINISCH, R. ; SCHERER, U. ; VANZETTA, J.: *TransmissionCode 2007*. 2007
- [89] ANDRÉN, Marcus T. ; WEDDING, Christoffer: *Development of a Solution for Start-up Optimization of a Thermal Power Plant*. Masterarbeit, Universität Lund, 2015
- [90] KLEFENZ, G.: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. 4. Wissenschaftsverlag Mannheim, Wien, Zürich, 1991
- [91] CICHOS: Mühlenmessungen an der C2HFC10 / Vattenfall Europe Generation AG. 2012. – Forschungsbericht
- [92] BERNDT, André: *Modellierung und Simulation des dynamischen Verhaltens von Braunkohlemühlen in thermischen Großkraftwerken*. Masterarbeit, Universität Rostock, 2012
- [93] STODOLA, Aurel: *Die Dampfturbinen*. Springer, 1904

Veröffentlichungen

- [V1] HÜBEL, M. ; BERNDT, A. ; RICHTER, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; WEBER, H.: Regelleistungsverschleißmodell für primär- und sekundärgeregelte thermische Kraftwerke im ENTSO-E-Netz. In: *Kraftwerkstechnik 2014*, SAXONIA Standortentwicklungs- und -verwaltungsgesellschaft mbH, 2014, S. 281–292
- [V2] BERNDT, A. ; RICHTER, M. ; HÜBEL, M. ; MUTSCHLER, P. ; HASSEL, E. ; WEBER, H. ; SANDER, M.: Regelleistungs-Verschleißmodell für primär- und sekundärgeregelte thermische Kraftwerke im ENTSO-E-Netz. In: *VGB PowerTech Journal 12* (2014), S. 50–54
- [V3] GIEROW, C. ; HÜBEL, M. ; HOLTZ, D. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Vergleich von Algorithmen zur Identifikation der Heizflächenverschmutzung. In: *Kraftwerkstechnik 2015*, SAXONIA Standortentwicklungs- und -verwaltungsgesellschaft mbH, 2015, S. 351–363
- [V4] GIEROW, C. ; HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Mathematical Model of Soot Blowing Influences in Dynamic Power Plant Modelling. In: *11th International Modelica Conference, Paris*, 2015
- [V5] HÜBEL, M. ; GIEROW, C. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Advances in Virtual Testing - Dynamic Power Plant Simulation as a Tool for Improving Operation and Design. In: *Power-Gen Europe, Mailand*, 2016. – In Press
- [V6] HÜBEL, M. ; MEINKE, S. ; BERNDT, A. ; RICHTER, M. ; MUTSCHLER, P. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; WEBER, H. ; FUNKQUIST, J. ; SANDER, M.: Modelling a Lignite Power Plant in Modelica to Evaluate the Effects of Dynamic Operation and Offering Grid Services. In: *10th International Modelica Conference, Lund*, 2014
- [V7] HÜBEL, M. ; MEINKE, S. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Konzepte zur Erweiterung der Regelfähigkeit thermischer Kraftwerke. In: *VGB-Konferenz Erzeugung im Wettbewerb, Berlin*, 2015
- [V8] HÜBEL, M. ; MEINKE, S. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Investigating the effects of increased flexibility on thermal power plants through the use of dynamic modelling; mitigating the effects of an unbalanced portfolio. In: *3rd Annual Power Plant Flexibility and Optimisation, Amsterdam*, 2013
- [V9] HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Dynamic Modelling of Fossil Power Plants - Increasing Flexibility to Balance Fluctuations from Renewable Energy Sources. In: *Young Scientists 1st International Forum, Baku*, 2013
- [V10] HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; MEINKE, S.: Identification of Energy Storage Capacities Within Large-Scale Power Plants and Development of Control Strategies to Increase Marketable Grid Services. In: *ASME PowerEnergy Conference, San Diego*, 2015

- [V11] HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; MEINKE, S.: Dynamische Modellierung eines Duo-Block Braunkohlekraftwerkes zur Erhöhung der Lastflexibilität. In: *VDI Thermodynamik-Kolloquium, Hamburg, 2013*
- [V12] HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; MEINKE, S.: Influence of fluctuating wind and solar power input into the electrical power grid onto thermal power plant operation. In: *International Conference on Energy Process Engineering, Frankfurt, 2013*
- [V13] HÜBEL, M. ; ZIEMS, C. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E. ; WEBER, H.: Effects of integrating large amounts of wind and solar energy on conventional power plants and optimisation strategies for this new challenge. In: *13th Wind Integration Workshop, Berlin, 2014*
- [V14] PRAUSE, H. ; HÜBEL, M. ; NOCKE, J. ; HASSEL, E.: Dynamische Simulation von Gas- und Dampfturbinenkraftwerken mit Kraft Wärmekopplung. In: *Symposium Energieinnovation, Graz, 2016*

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Berechnete Lastwechsel (links) und Jahreslastganglinie (rechts) für einen Block des untersuchten Kraftwerks nach [5]. Erkennbar ist eine deutliche Steigerung von Laständerungen bei einem moderaten Rückgang der erzeugten Energiemenge	2
1.2.	Überblick über die zeitliche Struktur der Mechanismen zur Gewährleistung einer stabilen Elektrizitätsversorgung	3
1.3.	vereinfachtes Schaltbild eines Blockes: Der Kreisprozess verfügt über eine mehrstufige Vorwärmung von Kondensat und Speisewasser sowie eine einfache Zwischenüberhitzung	6
1.4.	Unterschiedliche Szenarien, Fahrweisen und Betriebsarten, die mit Hilfe des dynamischen Modells untersucht wurden	9
2.1.	Zugrunde liegende Fachgebiete und Vorgehen zur Erstellung eines dynamischen Kraftwerksmodells	11
2.2.	Dampfkraftprozess des Referenzkraftwerkes im T,s-Diagramm	19
2.3.	Technische Bewertung des Kraftwerksbetriebs anhand des Verhaltens von Prozessgrößen während eines Lastwechsels am Beispiel der Überhitzertemperaturen	20
2.4.	Vergleich von stationärer und dynamischer Modellierung	21
3.1.	Ergebnisse der dynamischen Simulation und nachgeschaltete Auswertungen	26
3.2.	Sprungantwort des Kraftwerks und linearisierte Übertragungsfunktion 3. Ordnung	29
3.3.	Schema des Regelkreises	31
3.4.	Reglerauslegung unter Verwendung des Amplituden- und Frequenzganges im Bode-Diagramm	31
3.5.	Schematische Übersicht zur Bestimmung des Lebensdauerverbrauches mit Hilfe der im Modell berechneten dynamischen Temperatur- und Druckverläufe	33
3.6.	Verteilung der Energie- und Exergieverluste über die Systemgrenzen des untersuchten Braunkohlekraftwerkes im Volllastpunkt	37
4.1.	Struktur des dynamischen Modells	38
4.2.	Übersicht über die im dynamischen Modell hinterlegte Leittechnik	40
4.3.	Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung nach [57]	41
4.4.	Funktionsprinzip des Standardregelkreises zur Einstellung der gewünschten Regelgröße	42
5.1.	Vorgegebener Fahrplan als gemeinsame Eingangsgröße für Modell und Kraftwerk mit Kennzeichnung der gemittelten Validierungspunkte (I-IV)	44
5.2.	Übersicht über die verwendeten Messstellen zur stationären Validierung des Modells	44
5.3.	Kohlemassenstrom (a) und Frischdampfmassenstrom (b) des simulierten Kessels über der Generatorleistung des Blockes, Simulation in blau, Messung in grün	45

5.4. Relative Abweichungen der Modellmesspunkte von den Versuchsmessdaten für den stationären Betrieb in Volllast (dunkel) und Teillast (hell), Nummerierung der Messstellen entsprechend Abb. 5.2	46
5.5. Vorgegebener Fahrplan im Monobetrieb als gemeinsame Eingangsgröße für Modell und Kraftwerk mit Kennzeichnung der gemittelten Validierungspunkte (I-III)	47
5.6. Relative Abweichungen der Modellmesspunkte von den Versuchsmessdaten für den stationären Betrieb in Volllast (dunkel) und Teillast (hell) des Mono-Betriebes, Nummerierung der Messstellen entsprechend Abb. 5.2	47
5.7. Validierung des Brennstoffmassenstroms für eine negative (a) und eine positive (b) Laständerung	48
5.8. Validierung der Generatorleistung für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	49
5.9. Validierung der Speisewasser- und Frischdampfmassenströme für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	50
5.10. Validierung der HD-Kesseldrücke für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	50
5.11. Validierung der Überhitzertemperaturen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	51
5.12. Validierung der HD-Einspritzmengen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	51
5.13. Validierung der Zwischenüberhitzertemperaturen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	52
5.14. Validierung der ZÜ-Einspritzmengen für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	52
5.15. Validierung der Kondensat- und Speisewassertemperaturen über die Vorwärmstrecke für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	53
5.16. Validierung der Druckniveaus an den Vorwärmern für eine negative (a) und eine positive Laständerung (b) um 36%	53
5.17. Validierung der Einspritzmassenströme im Bereich der Zwischenüberhitzung für den quasi-stationären Volllastbetrieb zur Veranschaulichung der gegenseitigen Beeinflussung dieser interagierenden Stellglieder	54
5.18. Validierung der Dampftemperaturen am Austritt des Zwischenüberhitzers 1 zur Veranschaulichung von Schwingungsdauer und Amplitude	54
5.19. Validierung der Systemschwingungen anhand des Amplitudenspektrums des Temperaturverlaufes am Zwischenüberhitzer 1 Austritt	55
6.1. Darstellung von Gleit- und Festdruckbetrieb auf Grundlage von Messdaten im h,s-Diagramm	57
6.2. Vergleich der FD-Druckkennlinie und der Bänder der Primärregeldruckreserve für Festdruck (a) und modifizierten Gleitdruck (b)	58
6.3. Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung im Fest- und modifizierten Gleitdruckbetrieb	58
6.4. Zeitlicher Verlauf des Frischdampfdruckes bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	59

6.5. Zeitlicher Verlauf des Frischdampfmassenstroms bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	59
6.6. Zeitlicher Verlauf der Speisewassertemperatur am Eco-Austritt (a) und der Verdampferaustrittstemperatur (b) bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	60
6.7. Zeitlicher Verlauf der HD-Frischdampftemperaturen bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	61
6.8. Zeitlicher Verlauf der HD-Abdampfperatur (a) und der Zwischenüberhitzungstemperatur (b) bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	61
6.9. Zeitlicher Verlauf des Sollwertes (a) und der Korrektur (b) der Wärmeleistung im Fest- und modifizierter Gleitdruckbetrieb für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel . . .	62
6.10. Zeitlicher Verlauf des Abscheiderfüllstandes bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	63
6.11. Zeitlicher Verlauf der HD-Grob- und Feineinspritzungsmenge bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	63
6.12. Zeitlicher Verlauf der MD-Grob- und Feineinspritzungsmenge bei Fest- und modifizierter Gleitdruckfahrweise	63
6.13. Vergleich der Regelgüte für die Generatorleistung (a), den Abscheiderfüllstand (b), sowie für die FD- (c) und HZÜ- (d) Temperatur	64
6.14. Vergleich der Belastungen der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb	65
6.15. Vergleich der absoluten (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogenen Spannungsschwingbreite (b) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb	66
6.16. Vergleich des resultierenden Lebensdauerungsverbrauchs infolge Wechselbeanspruchung in äquivalenten Betriebsstunden ($1 \text{ EOH} = \frac{1}{200.000}$ der Gesamtlebensdauer) für den Fest- und den Gleitdruckbetrieb	67
6.17. Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel	69
6.18. Zeitlicher Verlauf der Wärmeleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel	70
6.19. Zeitlicher Verlauf der Korrektur der Wärmeleistung bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel	71
6.20. Zeitlicher Verlauf der Frischdampfperatur bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit	72
6.21. Zeitlicher Verlauf der heißen Zwischenüberhitzungstemperatur bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit	73
6.22. Zeitlicher Verlauf des Abscheiderfüllstandes bei einfacher und doppelter Laständerungsgeschwindigkeit für einen 20, 40 und 50 % Lastwechsel	74
6.23. Methodik zur Bewertung der Dynamik bzw. des Lastfolgeverhaltens: Tangentenmethode (a) und 90 %-Methode (b)	75
6.24. Vergleich der sich einstellenden Laständerungsgeschwindigkeit der Generatorleistung bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten - Festdruck (a) und modifizierter Gleitdruck (b)	75

6.25. Vergleich der maximalen Regelabweichung für die Generatorleistung (a), den Abscheiderfüllstand (b), sowie für die FD- (c) und HZÜ- (d) Temperatur	76
6.26. Belastung der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) während Laständerungen	77
6.27. Absolute (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogene Spannungsschwingbreite (b) während Laständerungen	78
6.28. Resultierender Lebensdauerverbrauch infolge Wechselbeanspruchung in äquivalenten Betriebsstunden ($1 \text{ EOH} = \frac{1}{200.000}$ der Gesamtlebensdauer)	78
6.29. Lastabhängigkeit des Bruttowirkungsgrades für Gleit- und Festdruckfahrweise entsprechend [79]	79
6.30. Optimierungsvorschlag für die Berücksichtigung des Teillastwirkungsgrades in der Blockführung: Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b)	80
6.31. Zeitlicher Verlauf der Korrektur der Wärmeleistung (a) und der Generatorleistung (b) bei Vorsteuerung des Teillastwirkungsgrad im Vergleich mit Ist-Stand	81
6.32. Optimierungsvorschlag für die Sollwertführung der Dampftemperaturregelung - Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) mit Vorgabe einer lastabhängigen Temperaturdifferenz über den Einspritzkühler	82
6.33. Vorschlag für eine lastabhängige Soll-Temperaturdifferenz über die Einspritzkühler .	82
6.34. Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung bei optimierter Sollwertführung der Dampftemperaturregelung im Vergleich mit dem Ist-Stand	83
6.35. Zeitlicher Verlauf der Dampftemperaturen bei optimierter Sollwertführung im Vergleich mit Ist-Stand: Frischdampf (a) und Zwischenüberhitzertemperatur (b)	83
6.36. Zeitlicher Verlauf der HD- und ZÜ-Grob- und Feineinspritzmenge bei optimierter Sollwertführung im Vergleich mit Ist-Stand	84
6.37. Optimierungsvorschlag für den Leistungsprädiktor - Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) mit lastabhängigen Zeitkonstanten und einer Erweiterung auf ein Verzögerungsglied 4. Ordnung	85
6.38. Sprungantwort des Dampferzeugers bei Voll- (a) und Teillast (b) sowie aktuell implementierter und optimierter Leistungsprädiktor	85
6.39. Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung (a) und der Korrektur der Wärmeleistung (b) bei Verwendung des optimierten Prädiktors im Vergleich mit dem Ist-Stand	86
6.40. Druckabhängigkeit der Exergieverluste in der Turbine und dem Kessel beim Lastpunkt 52 %	87
6.41. Änderung des Bruttowirkungsgrades im Verhältnis zum Ist-Stand in Abhängigkeit von Generatorleistung und Frischdampfdruck	88
6.42. Zeitlicher Verlauf der Generatorleistung für Mono Betrieb und der halben Generatorleistung für den Duo-Betrieb (entspricht der Leistung eines Kessels)	89
6.43. Zeitlicher Verlauf des Frischdampfmassenstromes für einen Kessel im Mono und Duobetrieb	89
6.44. Zeitlicher Verlauf der Frischdampftemperatur für einen Kessel im Mono und Duobetrieb	90

7.1. Schematische Darstellung der Leistungsverläufe für Primärregelanforderung, Sekundärregelanforderung und die mögliche Leistung aus einer Änderung der Feuerungsleistung (a) und die sich daraus ableitende notwendige Brennstoffübersteuerung bei Nutzung von prozessinternen Speicherpotentialen (b)	91
7.2. Sprungantwort der Generatorleistung auf eine geänderte Brennstoffzufuhr für Voll- und Teillast (rot durchgezogen, bzw. gestrichelt), sowie das approximierte Zeitverhalten mittels Übertragungsfunktion (grün) zur Veranschaulichung der Herausforderungen zur Erbringung von Regelleistung	92
7.3. Prinzipschema der Frischdampfandrosselung: durch Androsseln der Frischdampf-Regelventile wird thermische Energie im HD-Teil des Kessels gespeichert und kann durch Öffnung der Ventile nutzbar gemacht werden	94
7.4. Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Absenkung des Frischdampf-Drucksollwertes um 5 bzw. 7 bar und die resultierende Energiereserve beim Lastpunkt 100 %	94
7.5. Prinzipschema Kondensatstau: durch die Reduzierung des Kondensatmassenstroms wird der Füllstand im Speisewasserbehälter gesenkt und so seine Energie ausgespeichert	96
7.6. Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Reduzierung des Kondensatmassenstrom-Sollwertes	96
7.7. Prinzipschema der HDV-Androsselung:	98
7.8. Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Drosselung der HDV-Dampfversorgung	98
7.9. Prinzipschema der ZÜ-Einspritzung:	99
7.10. Reaktion der Generatorleistung auf eine sprungförmige Öffnung der ZÜ-Einspritzventile	99
7.11. Abrufbares energetisches Potential der Leistungsbereitstellung durch Sekundenreservemaßnahmen bei Vollast	101
7.12. Vergleich der Belastungen der Kesselbauteile durch Druckamplituden (a) und Temperaturdifferenzen innerhalb der Bauteilwand (b) für Sekundenreservemaßnahmen .	102
7.13. Vergleich der absoluten (a) und auf die Dauerfestigkeit bezogenen Spannungsschwingbreite (b) für Sekundenreservemaßnahmen	103
7.14. Lastszenario zur Präqualifikation von positiver Primärregelleistung entsprechend [8]	104
7.15. Ausschnitt der Blockleittechnik - Primärregelung: Bildung des Leistungssollwertes aus dem Frequenzsignal	105
7.16. Ausschnitt der Blockleittechnik - Druckkorrektur Primärregelung: Bildung der Druckkorrektur zur schnellen Aktivierung des Druckspeichers	106
7.17. Ausschnitt der Blockleittechnik - Wärmeleistungsregelung: Ermittlung der Anhebung des Wärmeleistungssollwertes sowie der Übersteuerung zur Kompensation von Ein- und Ausspeichervorgängen bei der Primärregelung	107
7.18. Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung	108
7.19. Änderung des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung	108

7.20. Änderung des Brennstoffmassenstroms bei Bereitstellung von Primärregelleistung in Höhe von 4 % der Nennleistung	109
7.21. Änderung des Brennstoffmassenstroms bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2	110
7.22. Änderung des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2	110
7.23. Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von 4 % Primärregelleistung, Ist-Stand im Vergleich mit Optimierung 1 und 2	111
7.24. Dynamischer Verlauf der Generatorleistungsänderung bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung	111
7.25. Dynamischer Verlauf des Frischdampfdruckes bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung	112
7.26. Dynamischer Verlauf der Änderung des HDV 7 Anzapfmassenstroms bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung	112
7.27. Dynamischer Verlauf der Speisewassertemperaturänderung nach HD-Vorwärmer 7 bei Bereitstellung von 6 % Primärregelleistung	112
7.28. Lastszenario zur Präqualifikation von Sekundärregelleistung entsprechend [8]	113
7.29. Ausschnitt der Blockregelung zur Vorsteuerung der Wärmeleistung bei Erbringung von Sekundärregelleistung: Ist-Stand (a) und optimierte Variante (b) in Anlehnung an [78] mit individuellen Lastgradienten für den Arbeitspunkt und die Sekundärregelung sowie Aufschaltung der Übersteuerung auf das Vorsteuersignal und den Leistungsprädiktor	114
7.30. Dynamischer Verlauf der Generatorleistungsänderung bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung	114
7.31. Dynamischer Verlauf der Änderung des Brennstoffmassenstroms bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung	115
7.32. Dynamischer Verlauf der Frischdampfdruckänderung bei der Bereitstellung von 6 % Sekundärregelleistung	115
7.33. Dynamischer Verlauf der Generatorleistung bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung	116
7.34. Dynamischer Verlauf des Kondensatmassenstroms bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung	116
7.35. Dynamischer Verlauf des Speisewasserbehälter- (a) und Kondensatorfüllstandes (b) bei Bereitstellung von 8 % Sekundärregelleistung	117
A.1. Modellstruktur der Kohlemühle	138
A.2. Modellansatz zur Abbildung des 1-dimensionalen Verbrennungsprozesses mit gleichzeitiger Wärmeübertragung	140
A.3. Vergleich des Volumens der im Modell abgebildeten Komponenten mit dem gemessenen Füllvolumen entsprechend [22] (für den Verdampfer ist kein Messwert des Füllvolumens bekannt)	142
A.4. Struktur des Turbinenmodells einer einzelnen Turbinenscheibe	143

A.5. Im Modell hinterlegtes Kennfeld des Frischluftgebläses zur Bestimmung des Zusammenhangs von Eingangsgröße (Vorleitrad-Stellung), Volumenstrom und Druckdifferenz	145
A.6. Aufbau des Pumpenmodells	146
A.7. Modell des Speisewasserbehälters	147
A.8. Aufbau des Modells der Abscheideflasche	148
A.9. Modell des Kondensators	149
A.10. Modell des HD-Vorwärmers und des ND-Vorwärmers	150
B.1. Regelschema der Blockführung zur Bildung des Brennstoff- und Drucksollwertes . .	151
B.2. Regelung der Brennerluft - Primär- und Brennerluftklappen regeln die Sichtertemperatur und das Luftverhältnis	152
B.3. Regelung der Frischluftmenge mittels der Frischlüfterdrehzahl und der Frischluftklappenstellung	152
B.4. Prinzipschema der Dreikomponentenregelung [90] - Regelung der Speisewassermenge erfolgt mittels des Abscheiderfüllstandes sowie der Differenz von Zu- und Abfluss . .	153
B.5. Regelschema für die Speisewasserpumpenregelung - Bereitstellung der gewünschten Druckdifferenz über das Speisewasserregelventil mittels Anpassung der Antriebsturbinenleistung	153
B.6. Regelschema für die kaskadierte Dampftemperaturregelung mit zwei hintereinander liegenden Einspritzkühlern [90]	154
B.7. Schema der Kondensatorfüllstandsregelung	154
B.8. Regelung des Vorwärmerfüllstandes	154

Tabellenverzeichnis

1.1. Energieprognosen entsprechend [3] in TWh	2
1.2. Gehandelte Regelleistungsprodukte [7] in 2013	4
1.3. Betriebsdaten des untersuchten Kraftwerks [22]	5
1.4. Bisherige Entwicklungsphasen des dynamischen Kraftwerksmodells des Braunkohle- kraftwerkes	7
3.1. Übertragungsverhalten von Standardelementen in der Kraftwerksregelung	30
4.1. Übersicht der wichtigsten lokalen Regelkreise im Gesamtmodell	42
5.1. Vorgegebene Randbedingungen zur Simulation des Referenzszenarios	43
7.1. Energiespeicherpotentiale ΔE im Druckspeicher des HD-Überhitzers und maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der Druckänderung und des Lastpunktes	95
7.2. Energiespeicherpotentiale ΔE im Thermospeicher des Speisewasser-Behälters und maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der Kondensatfahrweise und des Lastpunktes	97
7.3. Energiespeicherpotentiale ΔE im Thermospeicher des Economisers und maximal ak- tivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit der HDV-Androsselung und des Last- punktes	99
7.4. Energiespeicherpotentiale ΔE im Thermospeicher des Zwischenüberhitzers und die maximal aktivierbare Leistung ΔP_{\max} in Abhängigkeit des Lastpunktes	100
7.5. Energieausschubpotential ΔE im Kondensator und die maximal aktivierbare Leis- tung ΔP_{\max} in Abhängigkeit des Lastpunktes	100
8.1. Optimierungspotentiale für die Flexibilitätssteigerung des untersuchten Braunkohle- kraftwerkes	119
A.1. Übersicht der im Modell abgebildeten Kesselheizflächen vom Brennraum aus in Rauchgasrichtung, Modelle entsprechend Abschnitt 2.1.3	141

A. Modellierung der Teilkomponenten

A.1. Kohlemühlen

Funktionsumfang

Die Kohlemühlen haben einen hohen Einfluss sowohl auf die stationäre Genauigkeit, als auch auf die Dynamik des Gesamtmodells. Die Hauptaufgaben der realen Mühlen, welche auch vom Modell abgebildet werden, können in folgenden Punkten zusammengefasst werden:

- Transport der Kohle von den Zuteilern in den Kessel,
- Mahlung auf die gewünschte Korngröße,
- Trocknung der Kohle (Reduktion des Wassergehaltes von 50-60% auf 10-20%),
- Rezirkulation des heißen Rauchgases zur Trocknung der Kohle,
- Regelung der Temperatur im Sichter über die Zudosierung von kühler Primärluft.

Neben den abzubildenden physikalischen Effekten muss das Modell auch in der Lage sein, verschiedene Mühlenkonfigurationen im Betrieb darzustellen bzw. müssen Mühlen in der Simulation zu- bzw. abschaltbar sein.

Aufbau des Modells

Der strukturelle Aufbau des Mühlenmodells ist in Abb. A.1 dargestellt. Hierbei wird der Kohlemassenstrom über die Zuteiler bzw. Blockregelung vorgegeben ①. Aus der Zuteilerdrehzahl $n_{Zuteiler}$ in $1/\text{min}$ wird analog zum Vorgehen im Kraftwerk ein Massenstrom Rohbraunkohle \dot{m}_{RBK} in t/h über einen Proportionalitätsfaktor bestimmt, welcher sich in Anlehnung an [91] unter der Nutzung der Normdichte der Kohle und einer durch einen Abstreifer erreichten konstanten Förderbandbeladung wie folgt ergibt.

$$\dot{m}_{RBK} = 0,07565 \cdot n_{Zuteiler} \quad (\text{A.1})$$

Durch eventuelle Abweichungen der tatsächlichen Kohledichte oder Förderbandbeladung von den in den Versuchen [91] zu Grunde gelegten Werten kann es zu Abweichungen des modellierten Kohlemassenstromes kommen. Diese Abweichungen entsprechen jedoch der Messunsicherheit für den jeweiligen Fall. Im nächsten Schritt erfolgt die Trocknung der Rohbraunkohle. Hierbei wird im Modell der Massenstrom Rohbraunkohle aufgeteilt in einen Massenstrom mit Wasser und einen mit getrockneter Kohle, welche aber noch einen Restwasseranteil enthalten kann ②. Aus den Versuchen [91] hat sich ergeben, dass der Restwassergehalt der getrockneten Kohle zwischen Mühlenaustritt

und Kesseleintritt zwischen 10 und 20% liegt. Der Feuchtegehalt an dieser Stelle stellt sich als Resultat einer komplexen Interaktion verschiedener Zusammenhänge dar, sodass eine exakte Nachbildung ohne hochaufgelöste Berechnungsmethoden nicht erfolgen kann. Im Modell kann daher die Restfeuchte als Parameter gesetzt werden. Dieser Parameter entspricht standardmäßig dem Durchschnittswert der Messwerte.

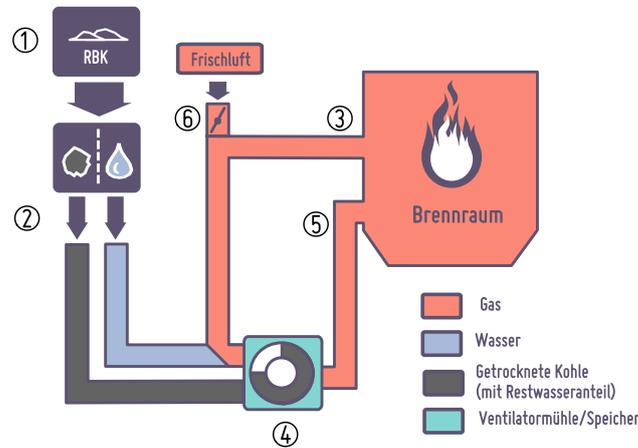


Abb. A.1.: Modellstruktur der Kohlemühle

Ein wichtiger funktionaler Zusammenhang besteht zwischen dem Auftröcknungsgrad der Rohbraunkohle und der damit einhergehenden Heizwertänderung des Brennstoffes. Hierbei kommt es zum einen zu einer Massenreduktion der Kohle, welche zu einer Heizwerterhöhung führt und zusätzlich zur Reduktion der für die Verdampfung des enthaltenen Wassers nötigen Energie. Für die vollständig getrocknete Kohle lässt sich nach [74] folgender Zusammenhang für den wasserfreien Heizwert $H_{U,wf}$ herstellen.

$$H_{U,wf} = (H_{U,RBK} + 24,41W_0) \frac{100\%}{100\% - W_0} \quad (\text{A.2})$$

Dabei entspricht W_0 dem Wassergehalt der Rohbraunkohle in %. Hieraus lässt sich für eine teilweise Auftröcknung, wie sie in der Realität der Fall ist, ein wassergehaltsabhängiger Heizwert $H_{U,tr}$ entsprechend dem Restwassergehalt W_{Rest} nach folgender Gleichung ableiten:

$$H_{U,tr} = \left(1 - \frac{W_{Rest}}{W_0}\right) (H_{U,RBK} + 24,41W_0) \frac{100}{100 - W_0} + \frac{W_{Rest}}{W_0} \cdot H_{U,RBK} \quad (\text{A.3})$$

Die zur Auftröcknung benötigte Energiemenge wird durch heißes Rauchgas bereitgestellt, welches direkt aus dem Brennraum entnommen wird (3). Hierzu ist die entsprechende Ventilatorcharakteristik der Mühle (4) so angepasst worden, dass sich nach der Mischung von Kohle, Wasser und Rauchgas die richtigen Temperaturen entsprechend der Messwerte am Sichter (5) einstellen. Zusätzlich wird über die Luftregelung an der Mühle (vgl. Abb. B.3) ein verhältnismäßig kalter Primärluftstrom (6) zur Temperaturregelung eingesetzt. Neben dem sowohl für die stationäre Genauigkeit als auch die Dynamik ausschlaggebenden Trocknungsprozess spielt auch der Transport- und Mahlvorgang, zumindest für die Dynamik, eine entscheidende Rolle. Wie bereits erwähnt, lassen sich die stattfindenden Prozesse nur bedingt in einem null- bzw. eindimensionalen Modell beschreiben. Mindesttransportzeiten und Umlaufzeiten der Kohle lassen sich anhand von Übersichtsrechnun-

gen und Literaturkennwerte, z.B. aus [74], zwar bestimmen, jedoch zeigen die Messdaten, dass die real auftretenden Mahl- und Transportverzögerungen höhere Werte aufweisen. Zur Abbildung dieser Effekte wurde das physikalische Modell mit einem mathematisch Übertragungsmodell gekoppelt. Die grundsätzliche Vorgehensweise wurde für die Kohlemühlen des untersuchten Kraftwerks in [92] dargestellt. Wie diese Untersuchungen gezeigt haben, stellt die Identifikation des dynamischen Verhaltens von Braunkohlemühlen eine enorme Herausforderung dar. Aufgrund zahlreicher Einflussfaktoren konnte eine hohe Variabilität des Zeitverhaltens festgestellt werden, welches u.a. von der Kohlequalität, dem Verschleißzustand der Mühlen und deren Arbeitspunkt abhängig ist. Zur Abbildung des Zeitverhaltens wurde daher auf ein verhältnismäßig einfaches Übertragungsmodell bestehend aus einer Totzeit zur Abbildung der Transportvorgänge und einer Verzögerung erster Ordnung zur Abbildung des Mahlvorganges zurückgegriffen. Die Parameter wurden entsprechend der oben beschriebenen Annahmen festgelegt, können jedoch im Bedarfsfall angepasst werden.

Neben den aufgeführten Funktionen der Kohlemühle wird im Modell eine Variabilität in der Anzahl der aktiven Mühlen bereitgestellt. Da die Abbildung einzelner Mühlen mit separaten Modellen als numerisch ineffizient erachtet wird, wurde das Modell mit Hilfe variabler Parameter so gestaltet, dass das Modell in der Lage ist, sich der Anzahl der aktiven Mühlen anzupassen. Das Zeitverhalten für die Zu- bzw. Abschaltung der Mühlen und die damit verbundene Änderung der Parameter wurde ebenfalls über ein Verzögerungsglied erster Ordnung realisiert, welches an die Messdatenverläufe angepasst wurde.

Das entwickelte Mühlenmodell ist aufgrund seines hohen Detaillierungsgrades sowohl in der Lage, konkrete thermodynamische Zustandspunkte innerhalb des Systems, wie z.B. Temperaturen und Drücke der Rauchgas-Rezirkulation, der Mühle oder im Sichter nachzubilden und so Aussagen zur Machbarkeit konkreter Lastsituationen und deren Konsequenzen zu treffen als auch das dynamische Verhalten des Gesamtsystems so zu beeinflussen, dass eine hohe Übereinstimmung mit Messwerten erreicht werden kann.

A.2. Brennraum

Funktionsumfang

Wie im Abschnitt 2.1.4 erläutert, besteht die Aufgabe des Verbrennungsmodells in der Umwandlung der Verbrennungsedukte in die Produkte, also des Brennstoffes und der Verbrennungsluft in ein heißes Rauchgas mit der entsprechenden Komposition. Die Verbrennung findet im Brennraum des Kraftwerkes statt, in welcher sich zwei Hauptbrennerebenen befinden, in welche gemahlener Kohlestaub und Luft eingebracht wird. Zusätzlich befinden sich zwei Ausbrandluftzonen über dem Brennraum, in welchen durch Zugabe von zusätzlicher Ausbrandluft eventuell unvollständig umgesetzte Produkte der Hauptbrennerebenen, wie z.B. Kohlenstoffmonoxid, vollständig zu den in Abschnitt 2.1.4 beschriebenen Verbrennungsprodukten umgesetzt werden. Parallel zur Umsetzung findet eine Wärmeabfuhr an die umgebenden Kesselwände statt.

Aufbau des Modells

In der Regel werden bei der Abbildung komplexer Gesamtprozesse die Verbrennungsreaktionen in konzentrierter Weise am Eintritt des Kessels dargestellt. Tatsächlich findet die Verbrennung in einem großen Volumenbereich des Kessels statt, wobei stets Wärme an die umgebenden Kesselwände abgeführt wird. Die genutzte Modellvereinfachung führt also dazu, dass rauchgasseitige Zustandspunkte im Kessel nicht genau abgebildet werden können. Darüber hinaus lässt sich mit einem solchen Ansatz keine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in unterschiedlichen Lastpunkten darstellen, welche für das untersuchte Kraftwerk jedoch gerade in Teillast relevant ist [25]. Um zumindest die Lastabhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes und damit das sich ändernde Verhältnis der übertragenen Wärmemengen in den Verdampfer und den Überhitzer darstellen zu können, wurde ein modellierungstechnischer Ansatz gewählt, bei dem die Hauptverbrennung in zwei Stufen geteilt wurde, siehe Abb. A.2.

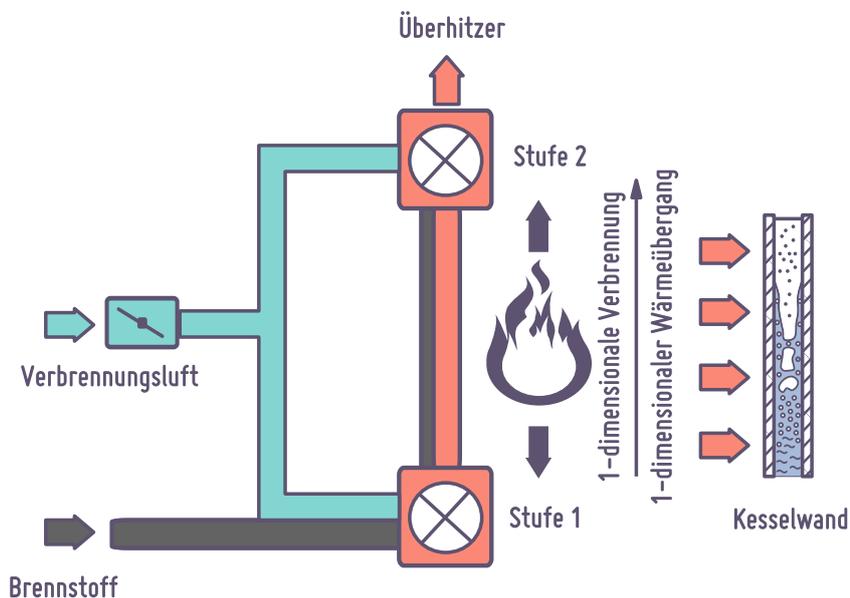


Abb. A.2.: Modellansatz zur Abbildung des 1-dimensionalen Verbrennungsprozesses mit gleichzeitiger Wärmeübertragung

Die eigentliche Verbrennung in den hier aufgezeigten Stufen findet in der Regel unterstöchiometrisch statt. Wie in [34] beschrieben, bildet das Grundmodell der Brennkammer nur vollständige Verbrennungsprozesse ab. Als weitere Modellvereinfachung findet daher eine vollständige Umsetzung des Brennstoffes soweit statt, bis das Oxidationsmittel vollständig aufgebraucht ist. Der übrige Brennstoff wird dann an die nächste Brennerebene übergeben. Neben den zwei Hauptbrennerebenen beinhaltet das Modell in Analogie zum Kraftwerk noch die zwei nachgeschalteten Ausbrandluftbrenner.

A.3. Heizflächen

Funktionsumfang

Zur Abbildung des Wärmeübergangs vom heißen Rauchgas auf den Wasser-Dampfkreislauf des Kraftwerks ist sowohl die Ermittlung des rauchgasseitigen Wärmetransports auf die Oberfläche der

Heizrohre als auch der Wärmetransport durch die Rohrwand sowie der Wärmetransport von der Rohrwand auf das Arbeitsmedium erforderlich. Für den Wärmeübergang auf der Rauchgasseite sind hierfür die Abbildung des Wärmetransportes über Strahlung und Konvektion erforderlich, der Wärmetransport durch die Rohrwand erfolgt über Wärmeleitung. Auf der Seite des Arbeitsmediums erfolgt der Wärmeübergang dann wieder konvektiv. Um die Dynamik des Gesamtprozesses richtig darzustellen, ist zum einen die instationäre Bilanzierung der Rauchgas- und Wasserseite erforderlich, zum anderen muss hier aber speziell auf die Bilanzierung der Metallmassen der Rohrwände geachtet werden, da diese aufgrund ihrer Wärmekapazität den größten Einfluss auf die Dynamik haben.

Aufbau der Modelle

Die im Modell dargestellten Heizflächen sind in Rauchgasrichtung, ausgehend vom Brennraum des Kessels, bis hin zum Economiseraustritt, in Tab. A.1 zusammengefasst.

Tab. A.1.: Übersicht der im Modell abgebildeten Kesselheizflächen vom Brennraum aus in Rauchgasrichtung, Modelle entsprechend Abschnitt 2.1.3

Name	Typ	Flächenanteil [%]	Modellansatz Rauchgas	Modellansatz Wasser-Dampf
Kesselwand 1	Verdampfer	0,8	Strahlung; Konvektiv, 2.1.3 (a)	Konvektiv, 2.1.3 (c)
Kesselwand 2	Verdampfer	3,5	Strahlung; Konvektiv, 2.1.3 (a)	Konvektiv, 2.1.3 (c)
ÜH-Schotten	Überhitzer	0,6	Strahlung; Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ÜH 3	Überhitzer	3,8	Strahlung; Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ZÜ 2	Überhitzer	4,7	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ÜH 4	Überhitzer	4,9	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ZÜ 1b	Überhitzer	6,5	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ÜH 2	Überhitzer	6,3	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ZÜ 1a	Überhitzer	6,5	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
Kesselwand 3	Verdampfer	8,1	Konvektiv, 2.1.3 (a)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
Tragrohre	Überhitzer	2,0	Konvektiv, 2.1.3 (a)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
Kesselwand 4	Verdampfer	2,8	Konvektiv, 2.1.3 (a)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
ÜH 1	Überhitzer	22,8	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)
Eco	Vorwärmer	26,7	Konvektiv, 2.1.3 (d)	Konvektiv, 2.1.3 (b)

Die verwendeten Modellansätze zur Wärmeübertragung wurden im Abschnitt Wärmeübertragung 2.1.3 beschrieben. Wie anhand der Tabelle ersichtlich wird, findet eine sehr detaillierte Abbildung der Wärmeübergangsprozesse im Kessel des Kraftwerkes statt, sodass hier die thermodynamischen Zustände, insbesondere im Dampf- und Wasserbereich, sehr genau wiedergegeben werden. Der gewählte Detaillierungsgrad an den Wärmeübertragern ist im Wesentlichen von deren Einfluss auf den Gesamtprozess und der theoretischen Beschreibbarkeit mittels geeigneter Modellansätze abhängig. Die meisten der implementierten Heizflächen sind als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt, wobei zu deren Berechnung relativ genaue Korrelationen verwendet werden können. Für andere Heizflächen, z.B. die Kesselwände im Konvektionsbereich, sind derartige Korrelationen nicht bekannt, daher sind hier einfache Ansätze, z.B. über die Nutzung eines vorgegebenen Wärmeüber-

gangskoeffizienten, genutzt worden. Neben den Heizflächen sind im Kesselbereich weitere, für den dynamischen Betrieb relevante Komponenten im Modell implementiert worden. Zu nennen sind hierbei insbesondere die Einspritzkühler zur Temperaturregelung, dickwandige Sammler und Verteiler sowie Verbindungsleitungen. Zur Validierung der im Modell hinterlegten Parameter wurde das wasserdampfseitig gemessene Füllvolumen der einzelnen Sektionen mit dem summarischen Volumen der jeweiligen Einzelkomponenten im Modell verglichen (siehe Abb. A.3).

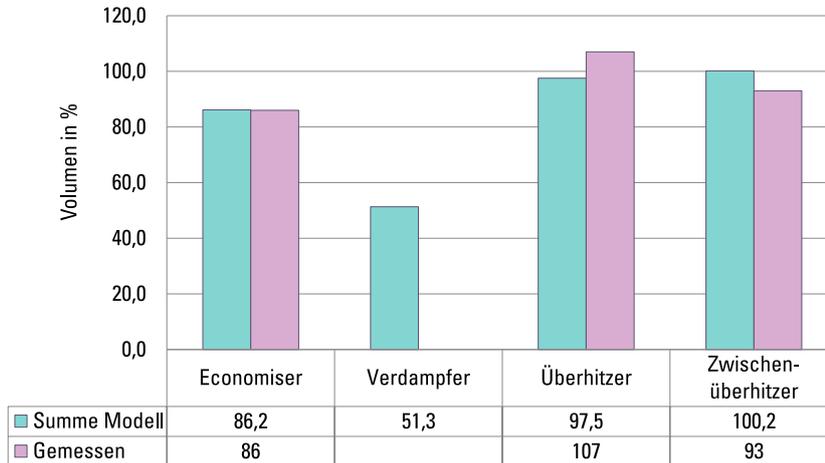


Abb. A.3.: Vergleich des Volumens der im Modell abgebildeten Komponenten mit dem gemessenen Füllvolumen entsprechend [22] (für den Verdampfer ist kein Messwert des Füllvolumens bekannt)

Es kann somit gezeigt werden, dass die im Modell hinterlegten Komponenten das Gesamtvolumen der verschiedenen Sektionen wie Economiser, Überhitzer und Zwischenüberhitzer hinreichend genau wiedergeben.

Außerhalb des Kessels wurde zudem der Verbrennungsluftvorwärmer (LuVo) im Modell integriert. Hierbei handelt es sich in seiner Ausführung um einen Regenerativvorwärmer mit rotierenden Wärmeübertragern. Durch die Rotation der Scheiben wird auf geringem Raum ein hoher Wärmeübergang vom Rauchgas auf die Frischluft erreicht. Aufgrund des komplexen Aufbaus mit der rotierenden Speichermasse bei gleichzeitig geringem Einfluss auf den Gesamtprozess hat sich auch hier die Verwendung eines Modellansatzes über die Darstellung eines Wärmeübertragers mit konstantem Wärmedurchgangskoeffizienten als geeigneter Ansatz erwiesen.

A.4. Turbinen

Funktionsumfang

Die Funktionalitäten, die mit Hilfe des Turbinenmodells beschrieben werden sollen, umfassen sowohl die Umwandlung der im Dampf enthaltenen Energie in mechanische Energie als auch die Zuordnung dieser Leistungsabgabe zu den einzelnen Turbinenstufen. Weiterhin ist die Beschreibung des Druckabbaus und dem damit verbundenen Druckniveau an den einzelnen Turbinenstufen in Abhängigkeit der Dampfmassenströme von entscheidender Bedeutung für die Modellierung des Gesamtsystems. Aufgrund des relativ geringen Fluidinhaltes in der Turbine kann das Fluidvolumen vernachlässigt und die Turbine als stationäre Komponente dargestellt werden.

Aufbau des Modells

Das Turbinenmodell ist modular aus einzelnen Scheiben aufgebaut, der Aufbau eines Teilstückes der Turbine mit den berücksichtigten Modellgrößen ist in Abb. A.4 dargestellt. Hierbei ist der Eintrittszustand mit dem Index 1, der Austrittszustand mit dem Index 2 gekennzeichnet. Das Turbinenmodell verfügt über drei Anschlüsse: zwei zur Übergabe des Medienzustands und Massenstroms an Ein- und Austritt sowie einen zum Anschluss der technischen Arbeit. Jeweils vor und nach den Turbinenscheiben werden Dampfmassenströme abgetrennt und somit Anzapfungen dargestellt.

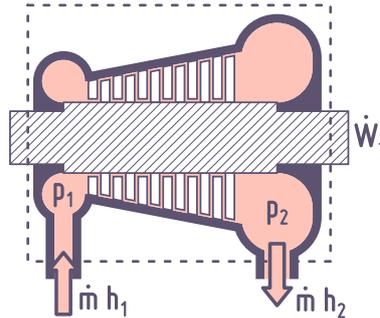


Abb. A.4.: Struktur des Turbinenmodells einer einzelnen Turbinenscheibe

Der Druckabbau über die einzelnen Turbinenscheiben wird über das Dampfkegelgesetz nach Stodola [93] beschrieben. Aus experimentellen Untersuchungen konnte hierbei erkannt werden, dass sich der Zusammenhang von Druckabbau und Dampfmassenstrom über den sogenannten Stodola-Koeffizienten bestimmen lässt, welcher über einen weiten Lastbereich als nahezu konstant betrachtet werden kann. Für diesen Ansatz werden im Modell zunächst die Nominalparameter der jeweiligen Stufe hinterlegt. Daraus berechnet sich dann entsprechen Gl. A.4 der stufenspezifische Stodola-Koeffizient K_T .

$$K_T = \dot{m}_{\text{nom}} \cdot \frac{1}{\sqrt{p_{1,\text{nom}} \cdot \rho_{1,\text{nom}}}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_{2,\text{nom}}}{p_{1,\text{nom}}}\right)^2} \quad (\text{A.4})$$

Die Nominalparameter der einzelnen Stufen wurden anhand wärmetechnischer Schaltbilder des Kraftwerkes im Modell hinterlegt. Anhand des so ermittelten Koeffizienten lässt sich der Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druckverhältnis wie folgt darstellen.

$$\dot{m} = K_T \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2} \quad (\text{A.5})$$

Aus der Energieerhaltung (vgl. Gl. 2.2) ergibt sich aus dem mit dem Druckabbau verbundenen Enthalpiegefälle die mechanische Leistung der Turbinenstufe entsprechen Gl. A.6. Im Modell sind die Turbinenstufen als adiabat angenommen, was mit der geringen Oberfläche und der dicken Isolation begründet werden kann. Auch ist der Energieumsatz innerhalb der Turbine im Verhältnis zu ihrer äußeren Oberfläche sehr groß.

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{A.6})$$

Die Austrittsenthalpie h_2 lässt sich bei Kenntnis des Eintrittszustandes und des Austrittsdruckes über den isentropen Wirkungsgrad η_{is} der Turbinenstufe bestimmen.

$$\eta_{\text{is}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,\text{is}} - h_1} \quad (\text{A.7})$$

Zur korrekten Abbildung des Turbinenverhaltens über einen weiten Lastbereich wurde weiterhin eine massenstromabhängige Wirkungsgradkennlinie für die einzelne Turbinen hinterlegt. Diese stammt für den Fall der HD- und MD-Turbine aus Versuchsmessdaten [81], für den Fall der ND-Turbine aus Datenblättern des Herstellers [22].

Eine wesentliche Modellvereinfachung der Turbinenstufen besteht in der Vernachlässigung ihres Fluidvolumens und des Rotorvolumens. Dies kann mit dem geringen Anteil der hier gespeicherte Energie im Verhältnis zu den übrigen Komponenten begründet werden. Neben den Turbinenstufen selbst sind im Gesamtmodell der Turbine zahlreiche Unterkomponenten implementiert, welche für die dynamischen Untersuchungen von Bedeutung sind. Hierzu zählen Turbinen- und Bypassventile und deren Gehäuse sowie Teile des Turbinengehäuses. Diese werden als Vollmaterial mit entsprechenden Wärmeleitungsmodellen (vgl. Abschnitt 2.1.3) zur Spannungsermittlung genutzt. Zusätzlich ist ein Läufermodell, welches entsprechend Gl. 2.3 das dynamische Verhalten bei Drehzahländerungen abbildet sowie Modelle der (langen) Verbindungsleitungen zwischen Turbine und Kessel, welche zur Beschreibung der Gesamtdynamik von hoher Bedeutung sind, implementiert.

A.5. Gebläse

Funktionsumfang

Die Modelle der Luftgebläse haben ähnlich wie die Turbinen die Aufgabe, den Zusammenhang zwischen Volumenstrom, Druckverlauf sowie ggf. einer äußeren Stellgröße herzustellen. Auch hierbei wird aufgrund der geringen enthaltenen Fluidmasse die Abbildung der zeitlichen Änderung der im System enthaltenen Energie vernachlässigt. Im erstellten Kraftwerksmodell abgebildete Gebläse umfassen das Frischluft-, das Saugzug- sowie die Rezirkulationsgebläse der Kohlemühlen.

Aufbau der Modelle

Zur korrekten Implementierung des Verhaltens über den Lastbereich wurden die Kennfelder der entsprechenden Strömungsmaschinen digitalisiert und im Modell hinterlegt. Exemplarisch ist das hinterlegte Kennfeld des Frischluftgebläses in Abb. A.5 dargestellt.

Es sei darauf hingewiesen, dass der gewählte Modellansatz lediglich Effekte im Normalbetrieb beschreibt. Effekte wie lokale Strömungsabrisse, welche ggf. Rückkopplungen auf den Prozess verursachen, werden somit nicht erfasst. Auch werden die Gebläse im Wesentlichen als quasi-stationäre Komponenten in Bezug auf ihre mechanische Trägheit betrachtet, was mit ihrer schnellen Dynamik in Bezug auf die Änderung der Eingangsgröße gerechtfertigt werden kann.

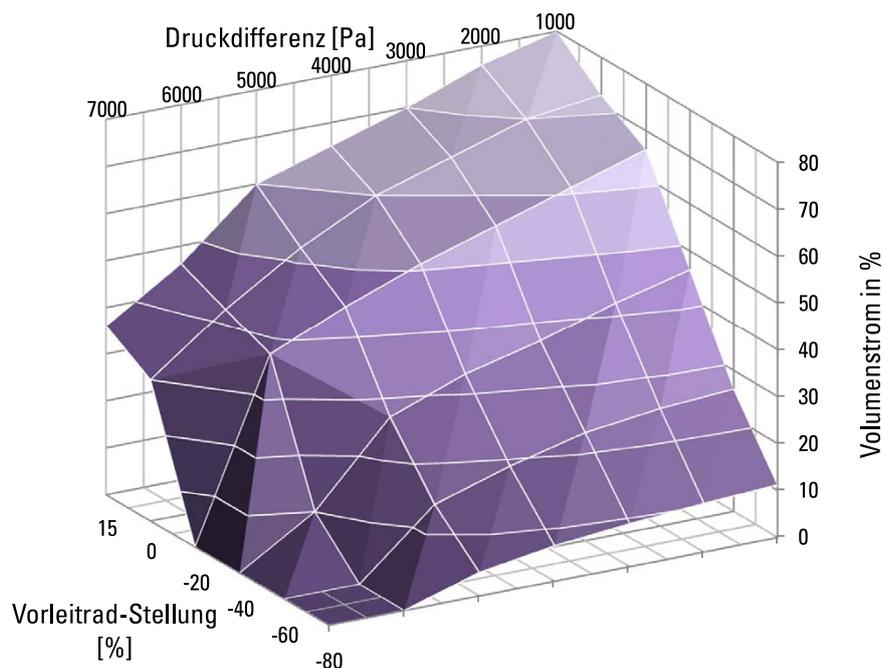


Abb. A.5.: Im Modell hinterlegtes Kennfeld des Frischluftgebläses zur Bestimmung des Zusammenhangs von Eingangsgröße (Vorleitrad-Stellung), Volumenstrom und Druckdifferenz

A.6. Pumpen

Funktionsumfang

In analoger Weise zu den Gebläsen haben auch die Pumpenmodelle die Aufgabe, dem Fluid in Abhängigkeit der Eingangsgrößen, wie z.B. Fluidmassenstrom und Pumpendrehzahl, die Pumpförderhöhe bzw. die Druckdifferenz zuzuordnen. Wichtige Pumpen, welche implementiert wurden, sind die Kondensatpumpen, Kesselumwälzpumpen und die Speisewasserpumpe.

Aufbau der Modelle

Ein schematischer Überblick der in den Pumpenmodellen berücksichtigten Größen ist in Abb. A.6 dargestellt. Ähnlich wie beim Turbinenmodell werden auch hier die Zustandspunkte am Ein- und Austritt sowie der Massenstrom und die technische Arbeit berücksichtigt. Die Charakteristik von Pumpen wird im Modell anhand von aus der Dokumentation entnommenen Kennlinien hinterlegt. Hierbei wird die Abhängigkeit der Pumpförderhöhe (bzw. ihrer Druckdifferenz) vom Volumenstrom dargestellt. Bei konstanter Drehzahl ergibt sich somit eine Kennlinie. Wird die Drehzahl ebenfalls variiert, ergibt sich auch hier ein Kennfeld.

Kleinere Hilfspumpen, wie sie beispielsweise zur Entleerung der Vorwärmer notwendig sind, wurden auf der Basis einer approximierten Kennlinie abgebildet, welche an den jeweiligen Nominalbetriebspunkt angepasst wurde. Auch die Pumpen sind bis auf die thermische Trägheit der enthaltenen Speichermassen als instantan reagierende Modelle ausgeführt, beinhalten also in Bezug auf ihr charakteristisches Verhalten keine Dynamik.

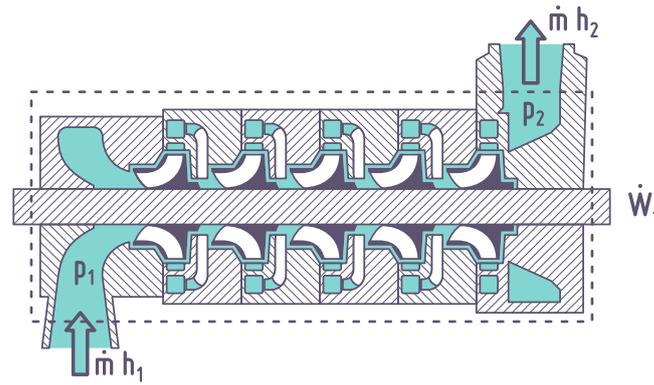


Abb. A.6.: Aufbau des Pumpenmodells

A.7. Zwei-Phasen-Behälter

Funktionsumfang

Zwei-Phasen-Behälter stellen wichtige Komponenten zur Abbildung des dynamischen Verhaltens eines Kraftwerksblockes dar. In ihnen befinden sich große Flüssigkeitsvolumina, somit speichern sie erhebliche Energiemengen. Zudem sind nicht nur die thermodynamischen Zustandsgrößen Schwankungen unterworfen, was zum Ein- und Ausspeichern von Energie führt, sondern insbesondere Füllstände können bei Laständerungen variieren, was zum Teil zur gezielten Leistungsänderung genutzt wird (vgl. Abschnitt „Kondensatstau“ 7.2.2). Einen umfangreichen Überblick über Möglichkeiten zur dynamischen Bilanzierung von Energie und Masse in Zwei-Phasen-Behältern gibt [28]. Zu den zur Abbildung der Gesamtprozessdynamik benötigten Behältern zählen der Speisewasserbehälter, die Abscheideflasche, die HD-Vorwärmer sowie die ND-Vorwärmer und der Kondensator.

Der Speisewasserbehälter dient im Kraftwerk als Puffer zur Sicherstellung der Versorgung des Kessels mit flüssigem Speisewasser. Er wird mit Kondensat aus den NDVs und HDVs gespeist. Der Drucksollwert wird dabei so gewählt, dass eine weitere Aufheizung im Behälter erforderlich ist, welche über Anzapfdampf aus der Turbine erfolgt.

Die Abscheideflasche hat die Aufgabe, die flüssige und die dampfförmige Phase nach dem Verdampfer zu trennen, den Sattdampf in den Überhitzer zu leiten sowie das flüssige Wasser für den erneuten Durchlauf durch den Verdampfer bereitzustellen.

Die Vorwärmer stellen in ihrer Funktion eine Kombination aus Wärmeübertrager und Zwei-Phasenbehälter dar. Der überhitzte Dampf aus der Turbine wird über die mit Speisewasser gekühlten Rohrschlangen geleitet und kondensiert dabei. Das Kondensat sammelt sich im unteren Teil des Behälters und wird dann über ein Regelventil an den Speisewasserbehälter bzw. den Kondensatstrom abgegeben. In den HD-Vorwärmern wird das Speisewasser nach der Speisewasserpumpe mit Anzapfdampf aus der Turbine vorgewärmt, um bei der weiteren Vorwärmung im Kessel Exergieverluste durch hohe Temperaturdifferenzen zum Rauchgas zu reduzieren. Die ND-Vorwärmer dienen zur Aufheizung des Kondensates zwischen Kondensatpumpe und Speisewasserbehältern. Hierzu wird Anzapfdampf aus der Turbine bzw. der Abdampf der Speisewasserturbine (für ND-Vorwärmer 3) genutzt. Über die mit Kondensat gekühlten Rohrschlangen kondensiert der Dampf und sammelt sich im Behälter. Der Füllstand des dabei anfallenden Kondensates wird über Regelventile konstant gehalten.

Der Kondensator dient zur Verflüssigung des aus der ND-Turbine strömenden Abdampfes. Zur Kühlung dient dabei Kühlwasser aus umliegenden Gewässern. Das anfallende Kondensat sammelt sich im unteren Teil des Behälters. Die Regelung des Füllstandes erfolgt entweder über die Vorgabe eines festen Füllstandsollwertes oder über die sogenannte Selbstregelung, bei der die Kondensatpumpe den Behälter kontinuierlich leer saugt.

Modell Speisewasserbehälter

Der Speisewasserbehälter des Modells basiert auf dem Grundmodell „Deaerator“ aus der ThermalPowerLibrary [34]. Dabei werden die in Abb. A.7 dargestellten Massenströme und Zustände modelliert. Index 1 und 3 symbolisieren hierbei die eintretenden Ströme des Kondensates bzw. des Dampfes zur Beheizung des Behälters, der Index 2 steht für den austretenden Speisewassermassenstrom. Der Zustand innerhalb des Behälters wird über die mittlere Enthalpie h , und den Druck p beschrieben, aus welchen sich die Gleichgewichtswerte für die jeweiligen Phasen ableiten.

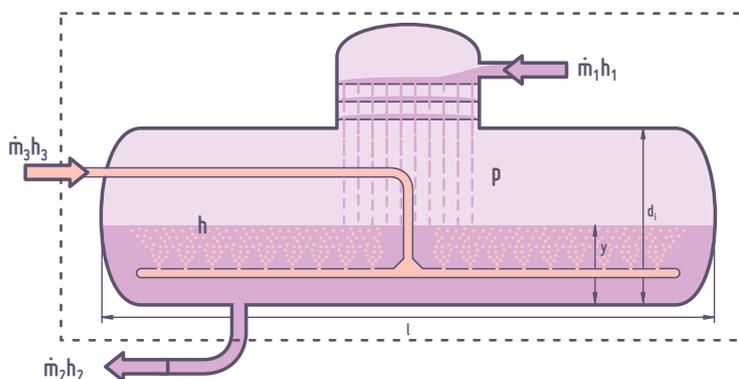


Abb. A.7.: Modell des Speisewasserbehälters

Neben den grundsätzlich zu lösenden Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie des Fluidvolumens beinhaltet der Speisewasserbehälter die zur Abbildung des Füllstands in einem horizontal liegenden Zylinder notwendigen Gleichungen. Der Dampfgehalt x im Behälter ergibt sich dabei wie folgt.

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'} \quad (\text{A.8})$$

Daraus lässt sich das Flüssigkeitsvolumen entsprechend Gl. A.9 ableiten:

$$V_{fl} = (1 - x) \cdot \frac{m_{ges}}{\rho_{fl}} \quad (\text{A.9})$$

Der Füllstand y steht mit dem Flüssigkeitsvolumen für den horizontal liegenden Zylinder in folgendem Zusammenhang:

$$V_{fl} = l \cdot (r^2 \cdot \arccos(-y/r) + y \cdot \sqrt{r^2 - y^2}) \quad (\text{A.10})$$

Wobei l die Länge des Speisewasserbehälters darstellt sowie r den inneren Radius. Wie anhand der gezeigten Modelle ersichtlich ist, wird der Speisewasserbehälter mit nur einem Volumenelement abgebildet. Es wird also stets ein Gleichgewichtszustand zwischen den Phasen angenommen, eine Unterkühlung der Flüssigkeit oder eine Überhitzung des Dampfes wird in diesem Modell nicht abgebildet. Dies kann damit gerechtfertigt werden, dass eine sehr gute Durchmischung der beiden Phasen gegeben ist.

Die geometrischen Parameter sind entsprechend der Dokumentation des Kraftwerksblockes im Modell hinterlegt. Neben der zur Abbildung der Dynamik notwendigen Fluidmasse ist auch die Masse der Wand im Modell hinterlegt. Die Kopplung zwischen Fluid und Wand findet ebenfalls über einen sehr einfachen Ansatz, mittels der Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten, statt.

Modell Abscheideflasche

Das Kraftwerk besitzt pro Kessel zwei parallele Stränge für den Economiser und Verdampfer, sodass jedem Kessel ebenfalls zwei Abscheideflaschen zugeordnet sind. Da als eine wesentliche Modellvereinfachung die parallelen Stränge zu einem einzigen Strang zusammengeführt wurden, ist auch für die Abbildung der Abscheideflaschen diese Modellannahme zu treffen. Hierfür wurden die zwei Abscheideflaschen zu einer einzigen zusammengefasst. Die Abscheideflaschen haben die Form eines stehenden Zylinders, wie in Abb. A.8 dargestellt. Hierbei ist analog zum Speisewasserbehälter die Bilanzierung des Fluidvolumens im Gleichgewichtszustand implementiert. Der Zufluss des siedenden Wassers aus dem Verdampfer ist mit dem Index 1 gekennzeichnet, die Abflüsse für den Satttdampf, das Umwälzwasser bzw. den Überlauf mit den Indizes 2, 3 und 4.

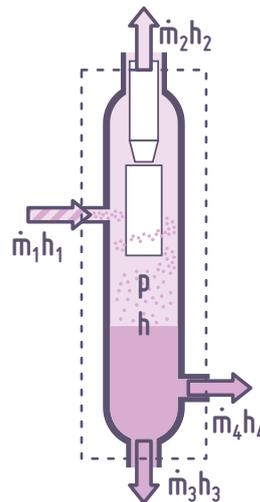


Abb. A.8.: Aufbau des Modells der Abscheideflasche

Zur Abbildung des dynamischen Verhaltens wurde der Durchmesser im Modell so gewählt, dass die Querschnittsfläche der Gesamtquerschnittsfläche der beiden realen Flaschen entspricht. Die Höhe der Flasche ist identisch mit der realen Flaschenhöhe. Somit ist gewährleistet, dass der gespeicherte Massen- und Energieinhalt mit dem Messwert vergleichbar ist und auch der entsprechender Füllstandsregler des Kraftwerkes mit seinen Parametern verwendet werden kann.

Modell Kondensator

Im Modell wird der Kondensator über das Grundmodell „Condenser“ aus der ThermalPowerLibrary [34] abgebildet. Hierbei wird als wesentliche Modellannahme der kastenförmige Kondensator zu einem stehenden Zylinder mit identischer Grundfläche vereinfacht. Die darin befindlichen horizontal angeordneten Kühlrohre werden in dem Modell einschließlich ihrer Längen, Durchmesser und Materialkennwerten wiedergegeben. Somit kann sowohl die Speichermasse des Metalls als auch der Flüssigkeits- und Dampfraum richtig dargestellt werden. Der Grundaufbau des Modells ist in Abb. A.9 dargestellt.

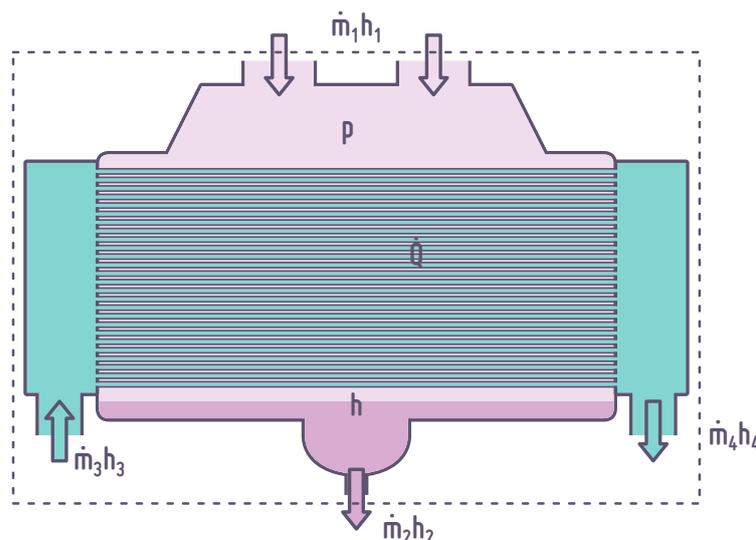


Abb. A.9.: Modell des Kondensators

Dabei ist der von oben einströmende Dampfmassenstrom aus der Turbine mit dem Index 1 gekennzeichnet, der unten abgeführte Kondensatmassenstrom mit dem Index 2, sowie der Kühlwassereintritts- und Austrittsmassenstrom mit den Indizes 3 bzw. 4. Zur Bestimmung des dampfseitigen Wärmeübergangskoeffizienten wurde das in Abschnitt 2.1.3 (e) beschriebene Modell zur Kondensation über horizontale Rohre verwendet, der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient wurde entsprechend der Korrelation nach Abschnitt 2.1.3 (b) bestimmt und der Wärmeleitwiderstand der Rohrwände über Gl. 2.8 berücksichtigt. Das Modell beruht auf der Annahme des thermodynamischen Gleichgewichts zwischen der Wasser- und der Dampfphase.

Modell Vorwärmer

Da die Funktionsweise analog zum Kondensator ist, wurde auch für die Vorwärmer das Grundmodell „Condenser“ aus der ThermalPowerLibrary [34] verwendet. Für die HD-Vorwärmer wurde der Außenbehälter dabei analog zu den tatsächlichen Vorwärmern durch einen stehenden Zylinder auf Grundlage der realen Parameter dargestellt, siehe Abb. A.10 (a). Integraler Bestandteil ist das Modell des Enthitzers (rot), welcher den eintretenden Dampf von der Turbine (Index 3) zunächst aus dem überhitzten Bereich auf Kondensationsniveau herunterkühlt. Hierbei wird Wärme auf bereits vorgewärmtes Speisewasser übertragen, welches von oben rechts in den Behälter eintritt (Index 5) und oben links wieder austritt (Index 6). Der Hauptspeisewassermassenstrom wird durch mehrere spiralförmig angeordnete Rohrschlangen durch den Dampfraum des Behälters geführt (Eintritt

Index 1, Austritt Index 2). Da für eine derart komplexe Anordnung keine Vergleichsmodelle zur Wärmeübergangsberechnung existieren, wurden die Speisewasserleitungen als horizontale gerade Rohrleitungen angenommen. Die Parametrierung erfolgte hierbei so, dass die Wärmeübergangsfläche und die Metallmasse den Daten der realen Vorwärmer entsprechen. Der aus dem Enthitzer austretende Satttdampf wird hier über die Rohrschlangen kondensiert und sammelt sich im unteren Bereich des Behälters (Austritt Index 4). Zur Bestimmung des dampfseitigen Wärmeübergangskoeffizienten an den Rohrschlangen, welcher maßgeblich für die Kondensation verantwortlich ist, wird das in Abschnitt 2.1.3 (e) beschriebene Modell zur Kondensation über horizontale Rohre verwendet.

Die ND-Vorwärmer sind als stehende zylinderförmige Behälter ausgeführt, in denen jeweils U-förmige Rohrbündel zur Kühlung durch das Kondensat geführt werden, siehe Abb. A.10 (b). Im Modell wurden die Vorwärmer entsprechend der realen Geometrie implementiert, hierbei wurden die Rohrbündel als senkrecht angeordnete Rohrreihen vereinfacht. Zur Bestimmung des dampfseitigen Wärmeübergangskoeffizienten wurde das in Abschnitt 2.1.3 (e) beschriebene Modell zur Kondensation an vertikalen Rohren verwendet.

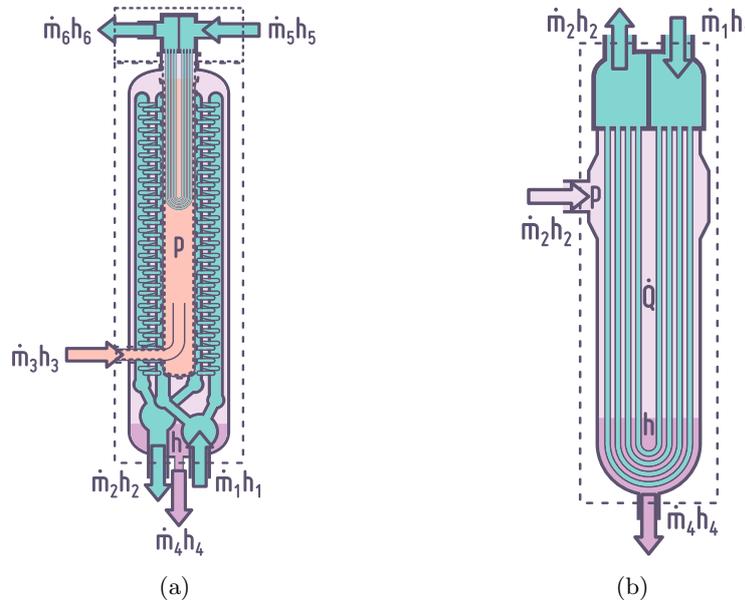


Abb. A.10.: Modell des HD-Vorwärmers (a) und Modell des ND-Vorwärmers (b)

Die Ermittlung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt sowohl für die HD-Vorwärmer als auch für die ND-Vorwärmer über das in Abschnitt 2.1.3 (b) beschriebene Modell für Rohrströmungen. Der Wärmeleitwiderstand der Rohrwände wird entsprechend Gl. 2.8 bestimmt.

B. Blockleitsystem

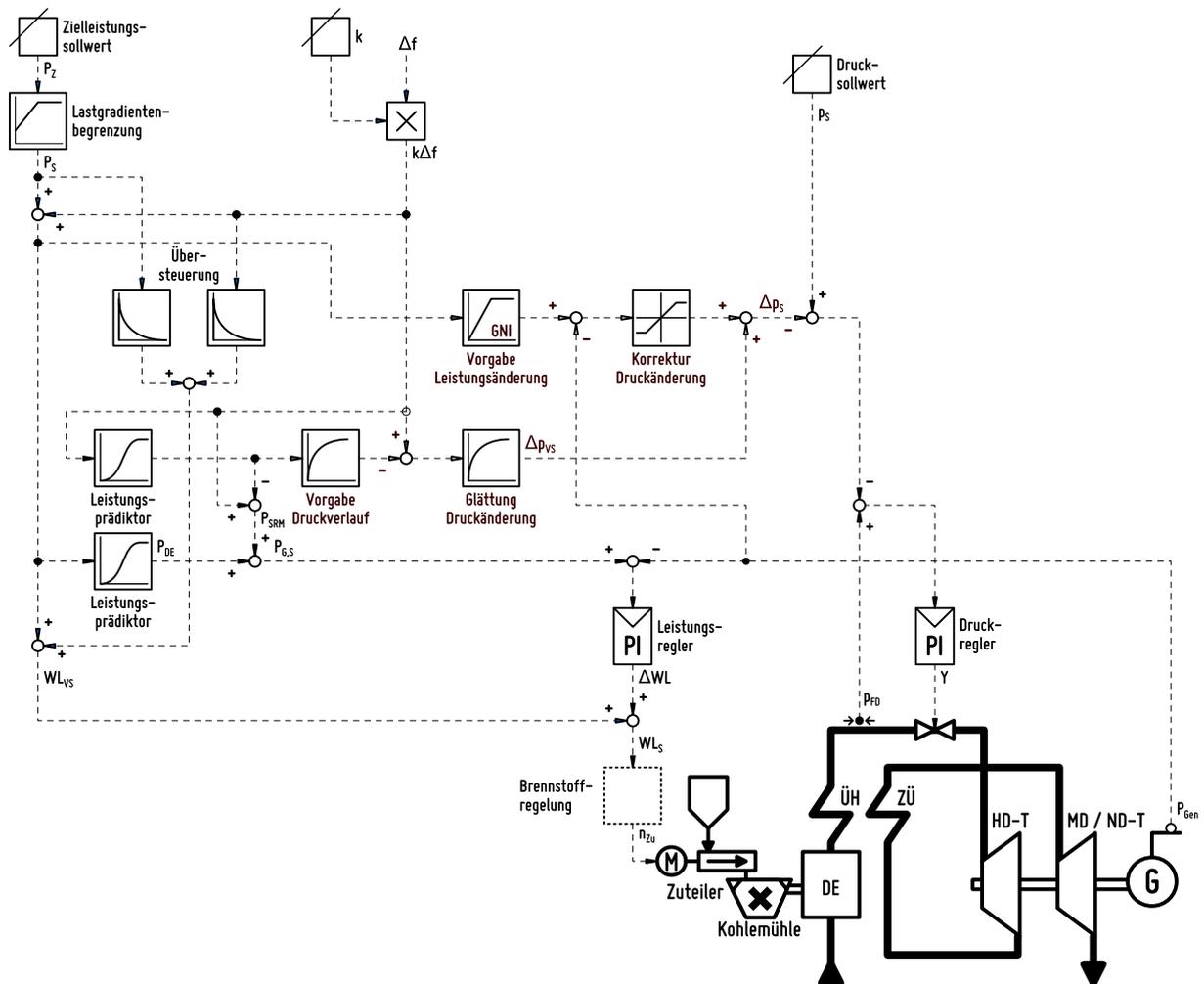


Abb. B.1.: Regelschema der Blockführung zur Bildung des Brennstoff- und Drucksollwertes

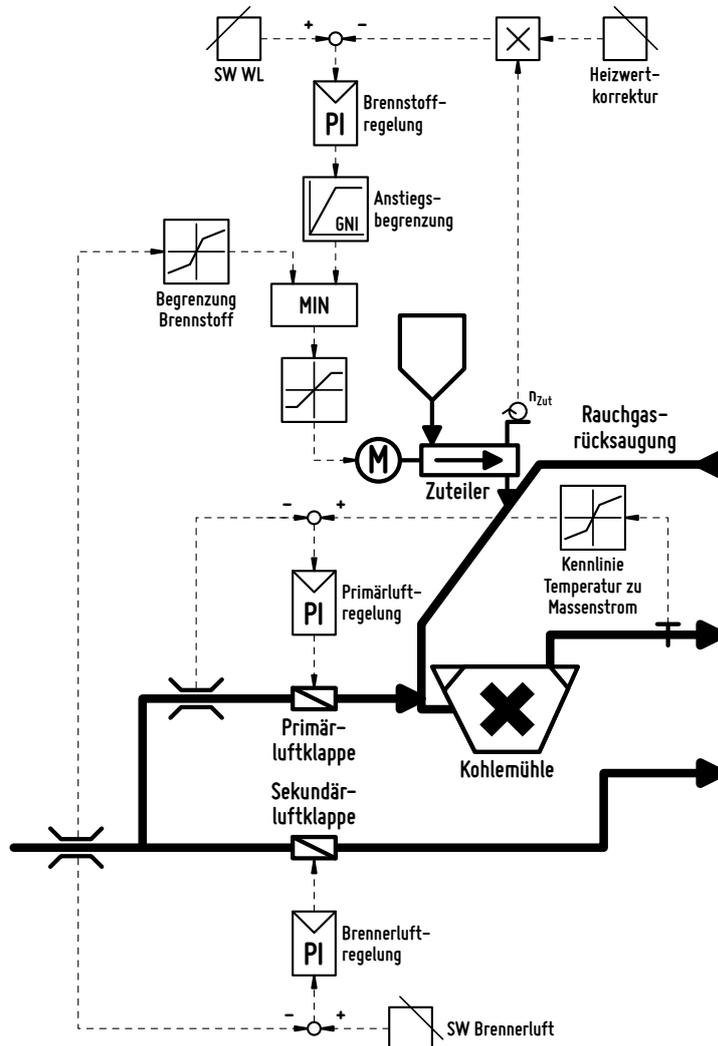


Abb. B.2.: Regelung der Brennerluft - Primär- und Brennerluftklappen regeln die Sichtertemperatur und das Luftverhältnis

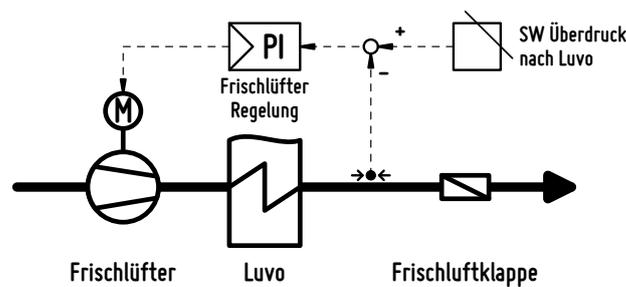


Abb. B.3.: Regelung der Frischluftmenge mittels der Frischlüfterdrehzahl und der Frischluftklappenstellung

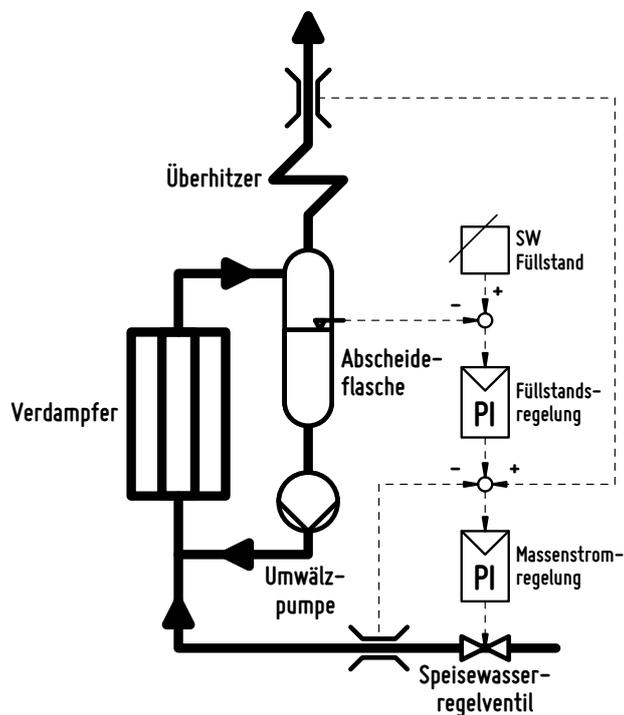


Abb. B.4.: Prinzipschema der Dreikomponentenregelung [90] - Regelung der Speisewassermenge erfolgt mittels des Abscheiderfüllstandes sowie der Differenz von Zu- und Abfluss

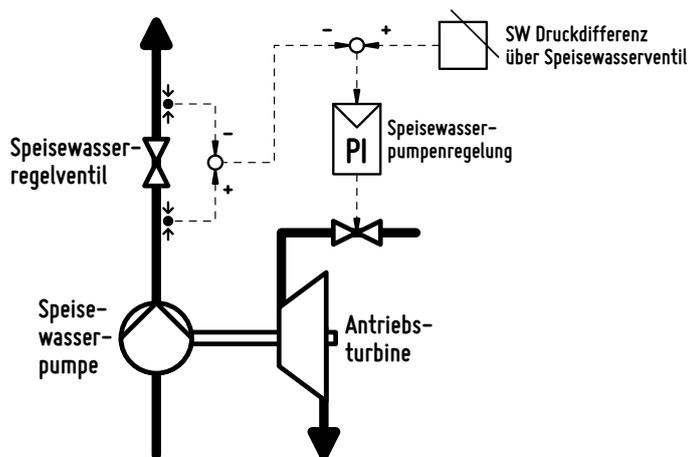


Abb. B.5.: Regelschema für die Speisewasserpumpenregelung - Bereitstellung der gewünschten Druckdifferenz über das Speisewasserregelventil mittels Anpassung der Antriebsturbinenleistung

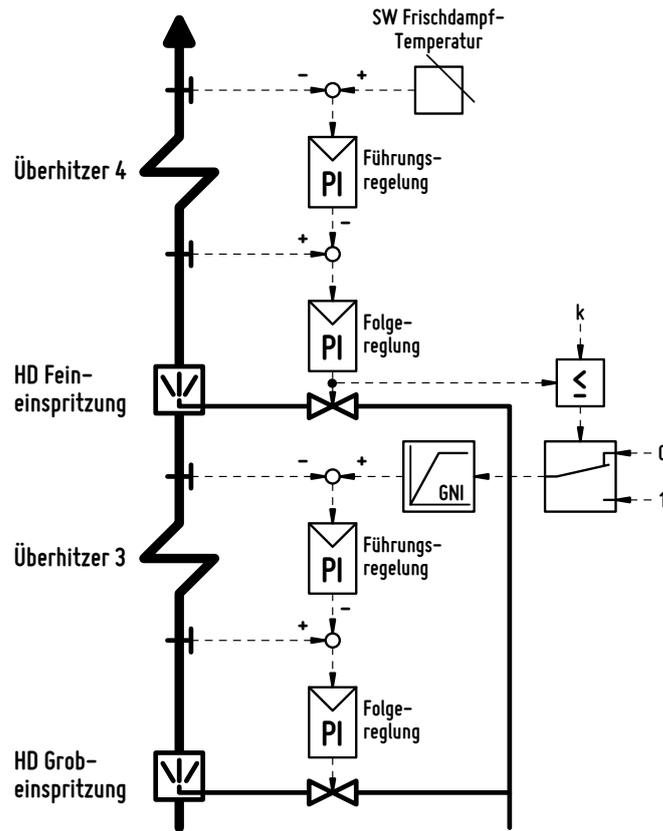


Abb. B.6.: Regelschema für die kaskadierte Dampftemperaturregelung mit zwei hintereinander liegenden Einspritzkühlern [90]

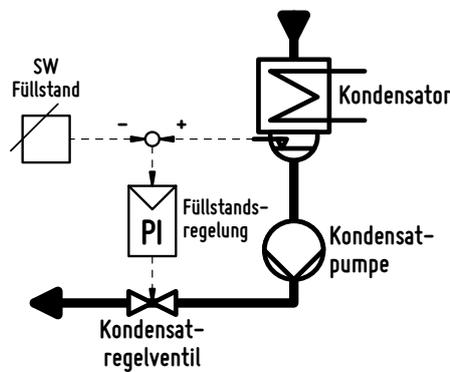


Abb. B.7.: Schema der Kondensatorfüllstandsregelung

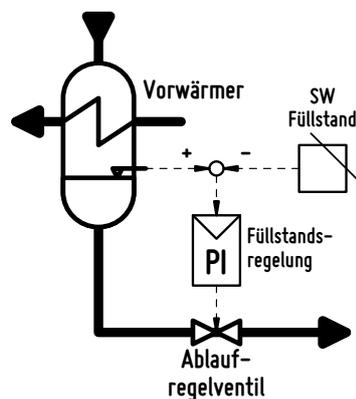


Abb. B.8.: Regelung des Vorwärmerfüllstandes

Wissenschaftlicher Werdegang

11.09.1985	Geboren in Rostock, Mecklenburg-Vorpommern
09/1992 - 07/1993	Grundschule Sankt-Georg in Rostock
09/1993 - 07/2005	Waldorfschule Rostock (Allgemeine Hochschulreife)
09/2005 - 09/2006	Ersatzdienst, MS Stubnitz
10/2006 - 12/2011	Studium Maschinenbau (Diplom), Universität Rostock, Studienschwerpunkte: „Thermische Prozesse“ und „Energiesysteme“
seit 02/2012	Promotionsstudent und Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Universität Rostock, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
seit 06/2012	Forschungsingenieur, Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH

Auszeichnungen im Rahmen der Forschungstätigkeit

07/2015	Best Paper Award, Power Energy Conference San Diego, American Society of Mechanical Engineers
10/2015	Werner-Boie-Preis, Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Technische Universität Dresden

