

Universität
Rostock



Traditio et Innovatio



**Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund
steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender
Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung**

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von:

Dipl.-Ing. Sebastian Meinke

geboren in Rostock

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik

Universität Rostock

2012

Prüfer der Arbeit:

Prof. Dr.-Ing. habil. Egon Hassel

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik

Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Harald Weber

Institut für Elektrische Energietechnik

Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz

Institut für Thermofluidodynamik

Technische Universität Hamburg-Harburg

Tag der Abgabe:

12. Juni 2012

Tag der mündlichen Prüfung:

28. Januar 2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock. Die Untersuchungen erfolgten in enger Kooperation mit dem Institut für Elektrische Energieversorgung und sind Teil des durch den VGB PowerTech e.V. beauftragten Forschungsprojektes „Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen“.

Die Forschungsarbeiten wurden von einem Lenkungskreis, bestehend aus zwölf Vertretern von Kraftwerksbetreibern und Energieversorgungsunternehmen begleitet. An dieser Stelle sei allen Mitgliedern dieses Gremiums für die zahlreichen konstruktiven Diskussionen und Ratschläge gedankt, insbesondere dem Vorsitzenden Herrn Hubert Schwingshandl, sowie dem stellvertretenden Vorsitzenden Herrn Dietmar Haake. Ohne die vielen wertvollen Hinweise und Hintergrundinformationen wären die vorliegenden Arbeiten nicht möglich gewesen. So möchte ich mich weiterhin bei Herrn Peter Klehn und Herrn Steffen Konkolefski von Seiten des Kraftwerks Rostock, sowie Herrn Thomas Zimmerer und Herrn Matthias Albrecht von Seiten der Kraftwerke Mainz-Wiesbaden für die Bereitstellung der Anlagendaten und der Beantwortung der zahlreichen Fragen bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Egon Hassel und Herrn Prof. Harald Weber für die ausgezeichnete Betreuung und das große Interesse an meiner Arbeit, sowie für die zahlreichen konstruktiven Diskussionen und Ratschläge.

Weiterhin danke ich für die wertvolle Unterstützung an den Lehrstühlen für Technische Thermodynamik und Elektrische Energieversorgung, insbesondere Herrn Dr. Nocke und Herrn Christian Ziems. An dieser Stelle sei auch erwähnt, dass die vorliegende Arbeit durch viele studentische Arbeiten bereichert worden ist. Insofern freue ich mich, dass einer meiner Studenten, Moritz Hübel, die Arbeit im Bereich der Kraftwerkssimulation fortführt. Ihm und allen anderen Studenten gebührt mein Dank. Des Weiteren sei meinen Vorgänger Herrn Dr. Friedrich Gottelt herzlich gedankt, der mit seiner Arbeit den Grundstein für diese Untersuchungen legte.

Im Rahmen einer Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Mechatronik wurde eine beobachtergestützte Regelung entworfen, für die fachkundige Hilfe bei der Umsetzung möchte ich an dieser Stelle Herrn Prof. Harald Aschemann und Herrn Dr. Andreas Rauh meinen Dank aussprechen.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden für Ihren großen Zuspruch und ihrer tatkräftige Unterstützung bedanken. Nicht zuletzt danke ich meiner Freundin Katharin, die mich stets in meiner Arbeit bestärkt hat.

Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung

Kurzfassung

Die Zielvorgaben internationaler Klimaschutzvereinbarungen erfordern unter anderem den Wechsel von einer CO_2 -intensiven Energieproduktion hin zu erneuerbaren Energien. So erfolgt in Deutschland eine kontinuierliche Förderung von regenerativ erzeugtem Strom. Photovoltaik und Windenergie haben hier eine besondere Bedeutung, da diese Energieträger noch große Ausbaupotentiale bieten und in Zukunft in Zeiten eines hohen natürlichen Energieangebots große Teile des deutschen Strombedarfs decken können. Disponiblen, thermischen Kraftwerken kommt in diesem Zusammenhang die Aufgabe zu, den witterungsbedingten Fluktuationen der erneuerbaren Energien komplementär zu folgen, um die aktuelle Verbraucherlast zu decken. Die Folge ist einerseits eine zukünftig dynamischere Fahrweise der konventionellen Kraftwerke und andererseits der Bedarf nach hochflexiblen Anlagen, welche die zu jeder Zeit benötigten Regelleistungen vorhalten.

Die vorliegende Arbeit untersucht mit Hilfe der instationären Kraftwerksimulation die Fragestellung nach den zukünftigen Belastungen der thermischen Kraftwerke. Darüber hinaus werden die Potentiale für eine Erhöhung der Flexibilität von bestehenden Anlagen untersucht und die dafür geeigneten Optimierungsmaßnahmen benannt. Dazu wurden zwei umfangreiche thermodynamische Modelle eines Steinkohlekraftwerks und einer GuD-Anlage erstellt und validiert. Die im Anschluss durchgeführten Simulationen zeigen die Restriktionen bei der Erhöhung der Anlagenflexibilität auf und belegen das große Potential regelungs- und verfahrenstechnischer Optimierungen. Die Verwendung des Lebensdauerverbrauchs dickwandiger Bauteile als Indikator ermöglicht die Belastungen der zukünftig dynamischen Fahrweise zu quantifizieren und das Potential von neuen Leittechnik-Konzepten hinsichtlich eines schonendem Kraftwerksbetriebs zu bewerten.

Dynamic Modeling of Thermal Power Plants Focusing on Increasing Flexibility Demand due to Extensive Feed-In of Volatile Wind and Solar Power

Abstract

In order to be in compliance with international carbon reduction goals, amongst others a change from a CO_2 -intense energy production to renewable energies is of major importance. Thus, regeneratively produced electricity is promoted persistently in Germany. Photovoltaic and wind power are of particular importance, since there are still significant potentials for expanding the installed capacities. Furthermore wind and solar power will presumably cover a significant amount of Germany's load demand in times of strong wind or high solar radiation in the future. Conventional power units are supposed to follow the weather induced fluctuations of intermittent renewables in a complementary manner, in order to adjust the actual energy generation to the customers consumption. In a result, there will be on the one hand a highly transient operation of conventional power stations and on the other hand a need for flexible power plants, which provide the required control reserves at all times.

The present thesis investigates the question of conventional power plants future stress levels by using the tool of dynamic power plant simulation. Additionally, the investigations intend to determine the potential for enhancing the flexibility of existing power plants and to name the therefore required means of optimization. For this purpose two complex models of a hard coal fired steam unit and a combined cycle power plant are presented and validated. The subsequently carried out simulations show the restrictions related to increasing the flexibility and underline the high potential of process and control-based optimizations. The evaluation of the fatigue of thick-walled components allows for the quantification of the stress levels resulting from the future dynamic operation. Furthermore the potential of advanced control concepts in terms of a preservative operation could be benchmarked.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
<i>A</i>	Anzapfung
<i>AHDE</i>	Abhitzedampferzeuger
<i>ATK</i>	Abgastemperatur Kesseleintritt
<i>BK</i>	Brennkammer
<i>BKW</i>	Braunkohlekraftwerk
<i>BS</i>	Brennstoff
<i>BMU</i>	Bundesministerium für Umwelt und Reaktorsicherheit
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>DAE</i>	Differential-Algebraic Equation
<i>DASSL</i>	Differential Algebraic System Solver
<i>DE</i>	Dampferzeuger
<i>DENA</i>	Deutsche Energie Agentur
<i>DENOX</i>	Stickoxid (NO_x) Entfernung
<i>DL</i>	Dirt Level
<i>DT</i>	Dampfturbine
<i>EB</i>	Eigenbedarf
<i>ECO</i>	Economizer
<i>EEG</i>	Erneuerbare Energien Gesetz
<i>EK</i>	Einspritzkühler
<i>EU</i>	Europäische Union
<i>FB</i>	Flüchtige Bestandteile
<i>FD</i>	Frischdampf
<i>FEM</i>	Finite Elemente Methode
<i>FKM</i>	Forschungskuratorium Maschinenbau
<i>GuD</i>	Gas und Dampf
<i>GT</i>	Gasturbine
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HS</i>	Heißstart
<i>HDU</i>	Hochdruckumleitstation
<i>HDV</i>	Hochdruckumleitvorwärmer
<i>IAPWS</i>	International Association for the Properties of Water and Steam
<i>IF97</i>	Industrie-Formulierung 1997
<i>IW</i>	Istwert
<i>KKW</i>	Kernkraftwerk
<i>KMW</i>	Kraftwerke Mainz Wiesbaden AG
<i>KW</i>	Kraftwerk

Abkürzung	Bedeutung
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>LP</i>	Lineare Programmierung
<i>LuVo</i>	Luftvorwärmer
<i>LW</i>	Lastwechsel
<i>MD</i>	Mitteldruck
<i>MDU</i>	Mitteldruckumleitstation
<i>MODAN</i>	Modifizierte Androsselung
<i>MILP</i>	Mixed-Integer Linear Programming
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>NDU</i>	Niederdruckumleitstation
<i>NDV</i>	Niederdruckvorwärmer
<i>NPSH</i>	Net Positive Suction Head
<i>ODE</i>	Ordinary Differential Equation
<i>OPL</i>	Optimisation Programming Language
<i>PI</i>	Proportional Integral
<i>PID</i>	Proportional Integral Differential
<i>PSW</i>	Pumpspeicherwerk
<i>PV</i>	Photovoltaik
<i>REA</i>	Rauchgasentschwefelungsanlage
<i>S</i>	Sammler
<i>SKW</i>	Steinkohlekraftwerk
<i>SQL</i>	Structured Query Language
<i>SCR</i>	Selective Catalytic Reduction
<i>SW</i>	Sollwert
<i>SWB</i>	Speisewasserbehälter
<i>SWF</i>	Sollwertfunktion
<i>SWP</i>	Speisewasserpumpe
<i>T</i>	Turbine
<i>TRD</i>	Technische Regeln für Dampfkessel
<i>ÜH</i>	Überhitzer
<i>V</i>	Verteiler
<i>VD</i>	Verdampfer
<i>VGB</i>	VGB Powertech e.V.
<i>VS</i>	Vorsteuerung
<i>WL</i>	Wärmeleistung
<i>WS</i>	Warmstart
<i>ZK</i>	Zwischenkühler
<i>ZÜ</i>	Zwischenüberhitzer

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
a		Absorptionskoeffizient
a	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Temperaturleitkoeffizient
a	m	Risstiefe
A	m^2	Fläche
A_o	m^2	benetzte Oberfläche
b	m	Breite
B	kg/m^3	Beladung
c	m/s	Geschwindigkeit
c, c_v	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
e	J/kg	spezifische Energie
E	Pa	Elastizitätsmodul
f_A		Anordnungsfaktor
F	N	Kraft
F		Formfaktor für Abschätzung der Rissausbreitung
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
H_u	J/kg	unterer Heizwert
h	J/kg	spezifische Enthalpie
i		Zählvariable
k	m	Oberflächenrauigkeit
\vec{k}	N/m^3	Feldkraft
Kt	$\sqrt{\text{kgm}^3}/\text{s}\sqrt{\text{Pa}}$	Stodola-Koeffizient
l	m	Länge
L	kg/kg	Luftbedarf
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}^*	kg/sm^2	Massenstromdichte
M	kg/kmol	molare Masse
Nu		Nusselt-Zahl
n		Anzahl
\vec{n}		Normalvektor
O	kg/kg	Sauerstoffbedarf
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
p_0	Pa	Druck an Grenzfläche

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	Wärmestrom
Re		Reynolds-Zahl
R_e	Pa	Streckgrenze
R_m	Pa	Zugfestigkeit
r	m	Radius
s	J/kgK	spezifische Entropie
s	m	Wandstärke
t	s	Zeit
t	m	Rohrteilung
T	K	Temperatur
u	m	Umfang
u	J/kg	spezifische innere Energie
U	J	innere Energie
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
\vec{v}	m/s	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
\dot{W}_t	W	technische Leistung
X		Formfaktor für Abschätzung der Rissausbreitung
x	kg/kg	Massen-, Dampfanteil
y	mol/mol	Molanteil
z	m	Höhe

Griechische Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
α	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta_{L\vartheta}$	$1/\text{K}$	differentieller linearer Wärmeausdehnungskoeffizient
$\Delta\Theta$	K	Temperaturschwingbreite
ΔK	$\text{Pa}/\sqrt{\text{m}}$	Spannungsintensitätsfaktor
ϵ		Emissionskoeffizient
ζ		Widerstandszahl
η		Wirkungsgrad
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
λ		Luftverhältnis
λ	$\text{W}/\text{m K}$	Wärmeleitfähigkeit
Λ		Rohrreibungszahl
μ	Pa s	dynamische Viskosität
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ν		Querkontraktionszahl
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	N/m^2	Spannung
σ	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ	s	Zeitkonstante
ψ		Zwischenraumanteil
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	II
Abstract	III
Abkürzungsverzeichnis	IV
Nomenklatur	VI
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund und Problemdarstellung	1
1.2 Untersuchung des zukünftigen Kraftwerkseinsatzes	3
1.2.1 Methodik der Kraftwerkseinsatzplanung	3
1.2.2 Erwartete Veränderung des Kraftwerkseinsatzes	4
1.2.3 Neue Anforderungen an thermische Kraftwerke	5
1.3 Fazit	6
1.4 Ableitung der Aufgabenstellung	6
1.5 Gliederung der Arbeit	7
2 Umfang der thermodynamischen Untersuchungen	8
2.1 Untersuchte Kraftwerke	8
2.2 Steinkohle-Kraftwerk Rostock	8
2.3 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	11
2.4 Überblick über die thermodynamische Modellierung	14
2.5 Fokus der Untersuchungen	16
2.6 Fazit	16
3 Thermodynamische Grundlagen	17
3.1 Erhaltungsgleichungen als Grundlage der Modellbildung	17
3.2 Bilanzgleichungen für durchströmte Komponenten	18
3.2.1 Massenbilanz	18
3.2.2 Energiebilanz	19
3.2.3 Impulsbilanz	19
3.3 Bilanzgleichungen für geschlossene Systeme	20
3.4 Wärmeleitung	20
3.5 Konvektion	21
3.5.1 Rauchgasseitiger konvektiver Wärmeübergang	21
3.5.2 Wasserdampfseitiger konvektiver Wärmeübergang	24
3.6 Wärmestrahlung	24
3.6.1 Emissionsgrad	25
3.6.2 Absorptionsgrad	26
3.7 Druckverlust	27

3.7.1	Druckverlust in Rohren und Armaturen	27
3.7.2	Druckverlust von in Strömungsrichtung orientierten Einbauten	27
3.7.3	Druckverlust von Rohrbündeln quer zur Strömungsrichtung	27
3.8	Vereinfachungen & Annahmen	28
3.8.1	Räumliche Auflösung des Wandwärmeübergangs	28
3.8.2	Kleine Volumina	28
3.8.3	Vernachlässigung von Verbindungsrohren	29
3.8.4	Mindestmassenstrom	29
3.8.5	Reines Wasser	29
3.9	Fazit	29
4	Modellierung thermischer Kraftwerke	30
4.1	Überblick und Struktur der Gesamtmodelle	30
4.2	Basismodelle	31
4.2.1	Kohlemühlen	31
4.2.2	Brennkammer	33
4.2.3	Heizflächen	34
4.2.4	Zweiphasenbehälter	37
4.2.5	Turbinen	40
4.2.6	Pumpen, Lüfter und Verdichter	42
4.3	Blockleitsystem Kraftwerk Rostock	43
4.3.1	Überblick über das abgebildete Blockleitsystem	43
4.3.2	Konzept der modellgestützten Blockregelung	44
4.3.3	Blockführung und Vorsteuerung	45
4.3.4	Korrektur des Brennstoffmassenstroms	46
4.3.5	Führung der Speisewassermenge	47
4.4	Blockleitsystem der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	49
4.4.1	Leistungs- und Brennstoffregelung Gasturbine	49
4.4.2	Abgastemperaturregelung	50
4.4.3	Dreikomponentenregelung	51
4.5	Fazit	52
5	Validierung	53
5.1	Kraftwerk Rostock	53
5.1.1	Betrachtetes Szenario und Randbedingungen	53
5.1.2	Dampfdrücke und Massenströme	54
5.1.3	Dampftemperaturen	54
5.1.4	Generatorleistung	55
5.2	GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	56
5.2.1	Beschreibung des Szenarios und Randbedingungen	56
5.2.2	Gasturbine	56
5.2.3	Dampfdrücke und Massenströme	58
5.2.4	Naturumlauf	59

5.2.5	Dampftemperaturen	59
5.2.6	Generatorleistung der Gas- und Dampfturbine	60
5.3	Fazit	60
6	Bewertung zukünftiger Kraftwerksbeanspruchungen	61
6.1	Grundbeanspruchungen infolge Lastanforderung	61
6.2	Steinkohle-Kraftwerk Rostock	62
6.2.1	Referenzszenario bei heutiger Laständerungsgeschwindigkeit	62
6.2.2	Szenario erhöhter Lastgradient	66
6.3	GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	69
6.3.1	Referenzszenario bei heutiger Laständerungsgeschwindigkeit	69
6.3.2	Szenario erhöhter Lastgradient	72
6.4	Fazit	74
7	Restriktionen bei der Flexibilisierung von thermischen Kraftwerken	76
7.1	Steinkohlekraftwerke	76
7.1.1	Erhöhung des Lastgradienten	76
7.1.2	Absenkung der Mindestlast	78
7.1.3	Weitere Restriktionen bei der Flexibilisierung	87
7.2	GuD-Anlagen	88
7.2.1	Erhöhung des Lastgradienten	88
7.2.2	Absenkung Mindestlast	90
7.3	Fazit	95
8	Optimierungsvorschläge zur Steigerung der Flexibilität	96
8.1	Steinkohle-Kraftwerk Rostock	96
8.1.1	Asymmetrischer Lastgradient	96
8.1.2	Berücksichtigung Mühlendynamik für Speisewassermenge	97
8.1.3	Kohlenstaubmassenstrommessung	98
8.1.4	Beobachtergestützte Einspritzkühlerregelung	98
8.1.5	Szenario Kraftwerk mit optimierter Leittechnik	102
8.1.6	Innenberippter Verdampfer	107
8.1.7	Indirekte Steinkohle-Staubfeuerung	108
8.1.8	Mehrsträngigkeit	109
8.1.9	Drehzahlregelung großer Verbraucher	109
8.2	GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	110
8.2.1	Vorwärmung der Umgebungsluft	110
8.2.2	Bensonabhitzekeessel	112
9	Jahreslebensdauerverbrauch der modellierten Kraftwerke	113
9.1	Steinkohlekraftwerk Rostock	113
9.2	GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	116

10 Zusammenfassung	118
10.1 Fazit der Arbeit	118
10.2 Ausblick	120
Anhang	121
A Literaturverzeichnis	121
B Veröffentlichungen	127
C Abbildungsverzeichnis	129
D Tabellenverzeichnis	134
E Verbrennungsrechnung	135
E.1 Brennstoff Steinkohle	135
E.2 Brennstoff Erdgas	138
F Stoffdaten und Materialkennwerte	140
F.1 Frischluft und Rauchgas	140
F.2 Wasser / Dampf	140
F.3 Stähle	141
G Weitere Funktionalitäten des Steinkohlekraftwerk-Blockleitsystems	142
G.1 Regelung der Kohlemühlen	142
G.2 Regelung der Frischluftmenge	142
G.3 Einspritzkühlerregelung	143
G.4 Regelung des Umwälzmassenstroms	144
G.5 Regelung der Turbinenumleitstationen	145
H Weitere Funktionalitäten des Blockleitsystems der GuD-Anlage	148
H.1 Speisewasserbehälterfüllstands- und Temperaturregelung	148
H.2 Einspritzkühlerregelung	149
H.3 HD-, MD- und ND-Umleitregelung	149
I Bewertungsmaßstäbe für erhöhte Dynamik-Anforderungen	151
I.1 Instationäre Lochrandspannungen entsprechend TRD 301	151
I.2 Klassierung der Lastzyklen	153
I.3 Lebensdauerverbrauch infolge TRD 301 und 508	155
I.4 Rissfortschrittsrate nach FKM-Richtlinie	156
I.5 Belastung der Turbinenwellen	158
J Beobachter Modell	160
J.1 Physikalische Modellierung	160

J.2 Implementierung der beobachtergestützten Regelung	162
Eidesstattliche Erklärung	164
Curriculum Vitae	165

1 Einleitung

1.1 Hintergrund und Problemdarstellung

Das Erreichen von internationalen Klimaschutzvereinbarungen erfordert von deutscher Seite u.a. den Ausbau einer regenerativen Stromerzeugung. So erfolgt im Rahmen des deutschen Erneuerbare Energien Gesetz (EEG) vom 29. März 2000 (Novellierung am 01.08.04 und 01.01.09) [10] eine Förderung der erneuerbaren Energien, beispielsweise sind die Netzbetreiber zur Aufnahme und Vergütung des regenerativ erzeugten Stroms verpflichtet [61].

Der Windenergie und Photovoltaik kommt in diesem Zusammenhang aufgrund ihres großen Ausbaupotentials eine besondere Bedeutung zu. Im Fall der Windkraft wurden laut [40] in Deutschland im Jahr 2011 Windenergieanlagen mit einer Kapazität von 2.000 MW neu errichtet, damit stieg die insgesamt installierte Leistung auf 29.200 MW an. Nahezu alle Windkraftanlagen befinden sich dabei an Land und erreichen im Mittel etwa 2.000 bis 2.200 Volllaststunden [24]. In Zukunft wird ein anhaltender Ausbau der Windenergie erwartet, insbesondere die momentan noch eher stockende Errichtung der Offshore-Windenergieanlagen wird sich in den kommenden Jahren höchstwahrscheinlich stark beschleunigen, da dann die Anfangsschwierigkeiten überwunden sein werden. Diese Anlagen sollen bei idealen Bedingungen in relativ großer Entfernung zur Küste - von mehr als 30 km - bis zu 4200 Volllaststunden aufweisen [20]. Aktuell sind jedoch erst 208 MW dieser ertragreicheren Offshore-Anlagen installiert. Für 2020 prognostiziert die Deutsche Energie-Agentur eine Windkapazität von 14 GW *offshore* und 37 GW *onshore* [48], [58].

Der Zubau von Photovoltaikkollektoren erfolgt in den letzten Jahren mit einer immensen Dynamik, die installierte Leistung der Photovoltaik erhöhte sich bis Ende 2010 um etwa 7 GW auf ca. 17 GW und bis Ende 2011 auf ca. 24,5 GW. In den vergangenen 5 Jahren (2007 bis 2011) konnten dabei Volllaststundenzahlen von 902 h (2010) bis 1.026 h (2011) erreicht werden [81]. Trotz relativ starker Kürzungen bei den Vergütungen für Solarenergie, werden sich nach heutigen Schätzungen die installierten Kapazitäten und damit auch die eingespeiste Energiemenge in den kommenden Jahren stetig erhöhen, wobei jedoch die Zuwachsraten der Jahre 2010 und 2011 wahrscheinlich unerreicht bleiben werden. Trotz dieser Abschwächung ist aber davon auszugehen, dass die installierte Kapazität der Photovoltaikkollektoren die installierte Kapazität der Windkraftanlagen in den nächsten Jahren einholen wird. So wird entsprechend den nationalen Aktionsplänen der 27 EU-Staaten für Deutschland bis zum Jahr 2020 von einer installierten Kapazität an Photovoltaikanlagen von bis zu 51,7 GW ausgegangen [33].

Ein zentraler Aspekt der Wind- und Solarenergie ist ihr intermittierender Charakter, wie in Abb. 1.1 gezeigt, d.h. ihre Einspeisung richtet sich nach dem natürlichen Energieangebot. Windkraftanlagen nutzen dabei die kinetische Energie der bodennahen Luftströmungen, basierend auf dem Druckunterschied zwischen Hoch- und Tiefdruckgebieten, in Folge unterliegt ihre Einspeisung großen saisonalen und tageszeitlichen Schwankungen. So sind einerseits mehrtägige Einspeisungen bei Nennleistungen möglich, als andererseits auch wochenlange Flauten mit sehr geringer

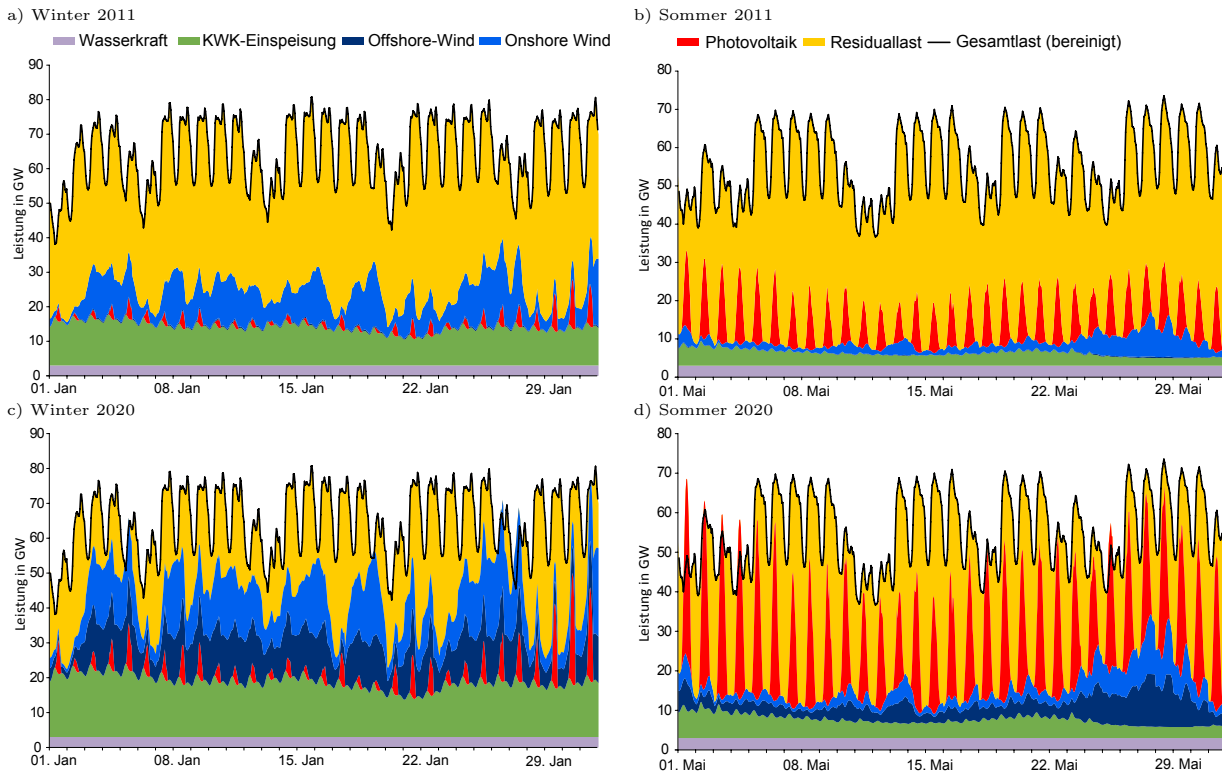


Abbildung 1.1: Verlauf der prognostizierten Wind- und Photovoltaikeinspeisung für einen Starkwind- und einen Schwachwindmonat im Jahr 2020 im Vergleich zum gegenwärtigem Stand [90]

Erzeugungsleistung. Die Einspeisung der Photovoltaik folgt naturgemäß dem Stand der Sonne und weist einen sinusförmigen Tagesgang mit einem Maximum gegen Mittag auf. Auf Grund der im Winter flacher verlaufenden Bahn der Sonne ist das Energieangebot deutlich geringer als im Sommer. Diese grundsätzliche Einspeisecharakteristik der Photovoltaik wird darüber hinaus stark durch die Bewölkung beeinflusst. Ursache hierfür ist, dass die Kollektoren primär die direkte, gerichtete Globalstrahlung nutzen und so reduziert sich die Effizienz der Zellen bei einer geschlossenen Wolkendecke stark.

Um nun eine gewünschte hohe Versorgungssicherheit zu gewährleisten, muss die einem typischen Tagesgang folgenden Verbraucherlast zu jedem Zeitpunkt gedeckt werden, d.h. die Bereitstellung der Differenzleistung zwischen Last und der intermittierenden Einspeisung muss grundsätzlich durch regelfähige Kraftwerke erfolgen. Zwar ist auch der Im- und Export von regenerativ erzeugter Energie möglich, dies wird jedoch durch die Kuppelkapazitäten des Stromnetzes begrenzt. Zukünftig soll zudem im Rahmen sog. „Smart Grids“ eine koordinierte Anpassung des Strombedarfs ermöglicht werden und ist Gegenstand aktueller Forschung, z.B. [55]. Ein gewisser Beitrag zur Verschiebung und Glättung auftretender Spitzen regenerativer Erzeugung kann weiterhin durch die Nutzung einer Elektrofahrzeugflotte als Speicher [91], sowie einer zentralen Einsatzplanung vieler kleiner Kraftwerke, sog. „virtueller Kraftwerke“ [53], geleistet werden. Bis aber derartige Maßnahmen zur Anpassung der Verbraucherlast in ausreichendem Maße zur Verfügung stehen, müssen die konventionellen Kraftwerke den überwiegenden Teil der wind- und solarbedingten Einspeiseschwankungen ausgleichen.

So erwächst aufgrund des intermittierenden Charakters der erneuerbaren Energien die Frage, in welchem Umfang regenerativ erzeugter Strom in das Verbundnetz eingebracht werden kann [59]? Der für die Durchleitung des primär im Norden erzeugten Windstroms in die südlich

gelegenen Verbraucherzentren erforderliche Ausbau des inländischen Stromnetzes, wie in [23] und [24] untersucht und gefordert, wird dabei unterstellt.

Trotz der geographischen Verteilung der Wind- und Photovoltaikanlagen, weisen diese nur eine geringe gesicherte Leistung auf, wodurch kaum konventionelle Erzeugungskapazitäten durch erneuerbare Energien ersetzt werden können [77]. Die thermischen Kraftwerke des in seiner Größe unveränderten konventionellen Kraftwerkspark werden zukünftig entsprechend des gesetzlich geregelten Vorrangs der erneuerbaren Energien vermehrt in Teillast betrieben bzw. von längeren Stillstandszeiten betroffen sein. Der Reduzierung der disponiblen Kraftwerksleistung sind aber untere Grenzen gesetzt, da permanent Regelleistung für die Sicherung der Netzstabilität bereitgestellt werden muss. Weiterhin bedingt die Deckung des Wärmebedarfs durch kraftwärmegekoppelte (KWK) Anlagen, eine gewisse Menge an konventioneller elektrischer Erzeugung.

Der Zielkonflikt aus einerseits der Gewährleistung der Versorgungssicherheit und andererseits der Vermeidung von nicht-integrierbaren Überschüssen durch erneuerbare Energien, wird umfangreich im dem, an der Universität Rostock durchgeführten VGB-Forschungsprojekt „Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaik“ [102] untersucht. In den folgenden Abschnitten wird ein Überblick über die Kernpunkte der Studie gegeben.

1.2 Untersuchung des zukünftigen Kraftwerkseinsatzes

1.2.1 Methodik der Kraftwerkseinsatzplanung

In welchem Ausmaß der zukünftige Kraftwerkseinsatz durch die steigende Wind- und Solareinspeisung beeinflusst wird, ist Gegenstand von Untersuchungen des Instituts für Energietechnik der Universität Rostock [89], [94], [90], [102].

Hierbei wird ein Modell zur Berechnung eines kostenoptimalen Kraftwerkseinsatzes verwendet, welches anhand der zeitlichen Verläufe von Last und regenerativer Einspeisung Fahrpläne für den disponiblen Kraftwerkspark erstellt. Basis ist dabei die dem Marktgeschehen zugrunde liegende Merit-Order [70]. Die Einsatzplanung erfolgt jeweils im Stundenraster für einen Tag, berücksichtigt werden - je nach betrachtetem Untersuchungsjahr - bis zu 189 Kraftwerke. Durch die Verkettung mehrerer, sich überlappender Einzelsimulationen (rollierender Zeithorizont) können beliebig lange Zeiträume simuliert werden. Zur realitätsnahen Nachbildung werden jedem Kraftwerk Parameter wie Mindestleistungen, Mindeststillstands- und Mindestbetriebszeiten, maximale Laständerungsgeschwindigkeiten, Wirkungsgradreduzierungen im Teillastbetrieb, An- und Abfahrkosten, sowie die Fähigkeit zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen zugeordnet. Die geplanten Kraftwerkszubauten und Stilllegungen werden entsprechend [9] und [11] berücksichtigt.

Neben der Deckung der Residuallast wird auch die Bereitstellung der Primär- und Sekundärregelleistung, sowie der Minutenreserve mit einbezogen. Jedes Kraftwerk kann hier maximal ein festgelegtes Band in positive und negative Richtung vorhalten. Die für die Lastdeckung zur Verfügung stehende Leistung der Anlagen wird entsprechend der Regelleistungsvorhaltung eingeschränkt. Die Kraftwerkseinsatzplanung ist als gemischt-ganzzahliges lineares Optimierungsproblem in der Programmiersprache OPL (Optimization Programming Language) der Firma

ILOG programmiert [66]. Die verwendete Software bzw. der verwendete Solver ist CPLEX[®] 12.2.

Weiterhin ist das blockscharfe Kraftwerkseinsatzplanungsmodell in ein vereinfachtes europaweites Einsatzplanungsmodell eingebettet, was die Ermittlung der im- und exportierten Strommengen erlaubt. Dieses 29 Länder umfassende Einsatzplanungsmodell berechnet den Einsatz des Kraftwerksparks auf aggregierter Ebene¹, sowie die sich einstellenden Austauschleistungen an den Kuppelstellen zwischen den Ländern. Der Stromaustausch ergibt sich entsprechend der Kopplung der benachbarten Märkte im Rahmen der verfügbaren Leitungskapazität. Von einer Betrachtung des tatsächlichen Lastflusses wird auf Grund der Komplexität abgesehen.

1.2.2 Erwartete Veränderung des Kraftwerkseinsatzes

Im klassischen Konzept der Energieversorgung wird der Bedarf an elektrischer Energie durch konventionelle, disponible Kraftwerke gedeckt, welche sich entsprechend ihrer Brennstoffkosten und ihrer Flexibilität in Grund-, Mittel- und Spitzenlastkraftwerke einteilen lassen [43]. Typischerweise sind Grundlastkraftwerke, wie z.B. Kern- oder Braunkohlekraftwerke nahezu permanent am Netz und werden zumeist stationär betrieben. Selbst Mittellastkraftwerke, wie Steinkohleblöcke und GuD-Anlagen, fahren nur bei sehr geringer Verbraucherlast, wie beispielsweise am Wochenende, ab und können die werktäglichen Änderungen der Mittellast durch Teillastbetrieb abfangen. Allein die Fahrweise der Spitzenlastkraftwerke ist durch hohe Dynamik und tägliches Anfahren gekennzeichnet.

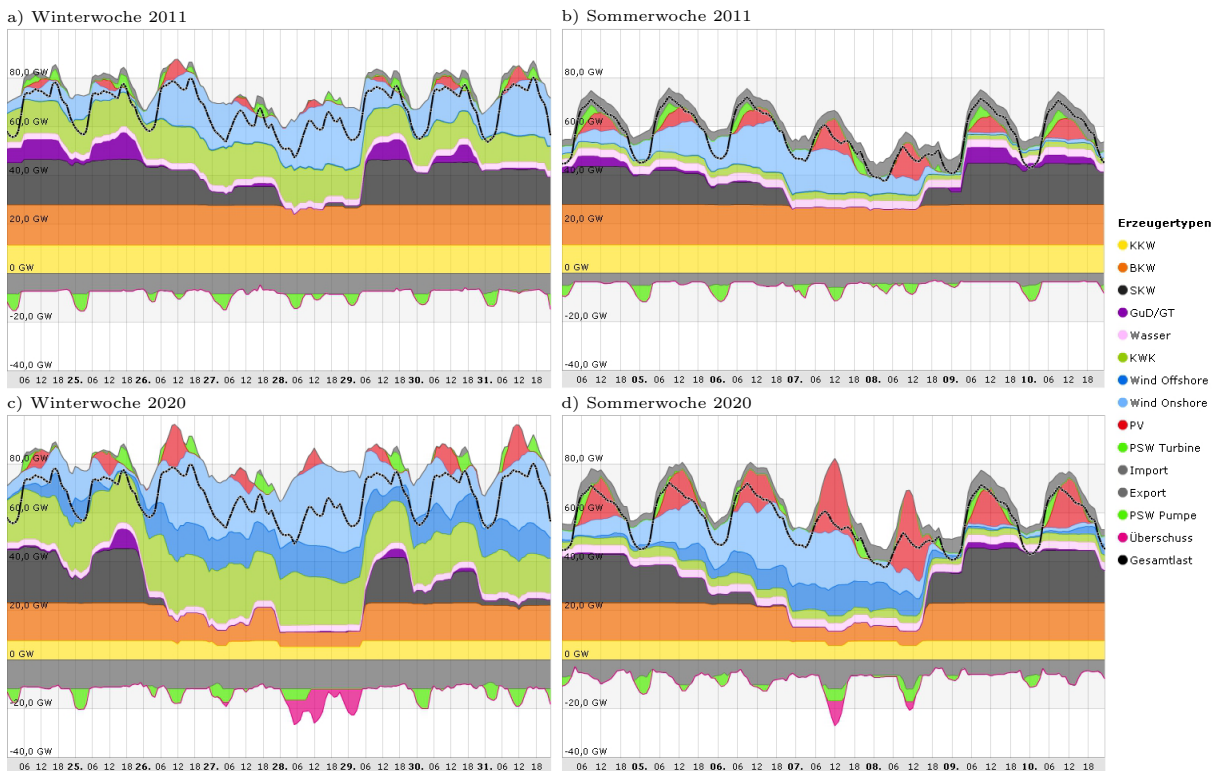


Abbildung 1.2: Veränderung des Kraftwerkseinsatzes infolge Wind- und Photovoltaikeinspeisung - Vergleich einer Sommer- und einer Winterwoche für die Jahre 2011 und 2020 [102]

¹ Alle Kraftwerke eines Typs, z.B. Steinkohlekraftwerke, in einer Region werden zu einer großen Erzeugungseinheit mit einem einheitlichen Satz an Parametern zusammengefasst.

Abb. 1.2-a und b zeigen den Kraftwerkseinsatz für eine Sommer- und eine Winterwoche im Jahr 2011. Obwohl an einzelnen Tagen bereits eine Drosselung der konventionellen Erzeugung erfolgt, ist grundsätzlich gut die charakteristische Grund-, Mittel- und Spitzenlastfahrweise der thermische Kraftwerke erkennbar. Ein gänzlich anderes Bild zeigt sich für das Jahr 2020 (Abb. 1.2-c und d). An fast allen Tagen kommt es zu einer massiven Drosselung der konventionellen Erzeugung, die Residuallast schrumpft bis hin zu negativen Werten. Der zukünftige Betrieb der konventionellen Kraftwerke ist durch eine steigende Dynamik und Anfahrhäufigkeit, sowie einem häufigeren Betrieb in Teillast geprägt. Weiterhin wird es in Zukunft kein ausgeprägtes Grund-, Mittel- und Spitzenlastverhalten mehr geben, vielmehr wird sich die von den thermischen Kraftwerken zu deckende Residuallast aus einer Vielzahl möglicher Kombinationen von Lastbedarf und Einspeiseverläufen erneuerbarer Energien ergeben. Im Speziellen führt die sinusförmige Einspeisung der Solarenergie zur Mittagszeit zu einer Zerstückelung der Einspeisefenster konventioneller Kraftwerke. In Konsequenz werden in Phasen hoher Sonneneinstrahlung typische Mittellastkraftwerke statt wie bisher den Tagesgang der Last zu decken, in Zukunft nur während der Morgen- und Abendstunden in Betrieb sein.

Das bedeutet, dass insbesondere Steinkohlekraftwerke und GuD-Anlagen, aufgrund ihrer Position in der Merit-Order von den Veränderungen am Energiemarkt betroffen sein werden, wohingegen Braunkohleanlagen als Grundlastkraftwerke in geringerem Maße durch die regenerative Einspeisung beeinflusst werden und zudem mittelfristig vom Kernenergieausstieg profitieren.

1.2.3 Neue Anforderungen an thermische Kraftwerke

In Abb. 1.2 wird ersichtlich, dass es bei ungünstigen Kombinationen von geringer Last und hoher regenerativer Einspeisung trotz Pumpspeicherung (hellgrüne Flächen) und Export (hellgraue Flächen) zu nicht integrierbaren Überschüssen (pinke Flächen) kommt, welche im Zweifelsfall durch Abschaltungen von Windturbinen und Solarkollektoren vermieden werden müssten. Derartige Szenarien können auch auftreten, obwohl die Summe der nicht-disponiblen Einspeisung geringer als die aktuelle Last ist. Da jedoch permanent Systemdienstleistungen wie Primärregel-, Sekundärregel- und Minutenreserve sowie zukünftig evtl. Reserveleistungen für die Prognosefehler der Wind- und PV-Einspeisung durch leistungsgeregelte Kraftwerke bereit gehalten werden müssen, wird zusätzlich ein gewisser sog. *Must-Run*-Anteil erzeugt. Dieser *Must-Run*-Anteil resultiert zum einem aus der jeweiligen Mindestleistung des thermischen Kraftwerks, welches eine Systemdienstleistung bereitstellt und zum anderem aus dem vorgehaltenen negativen Reserveanteil selbst. Die Summe aller zur Bereitstellung der Regelreserven notwendigen Mindestleistungen und die negativen Regelbänder ergeben damit die minimale untere Erzeugungsgrenze für den disponiblen Erzeugungsanteil.

Eine Erhöhung der Flexibilität des thermischen Kraftwerksparks, d.h. die Absenkung der Mindestlast und die Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit, böte das Potential, die vorzuhaltende *Must-Run*-Leistung zu reduzieren und einen Teil der Überschüsse der intermittierenden Einspeisung zu vermeiden. Kraftwerke mit einer geringen Mindestlast und einem hohen Lastgradienten hätten zudem in Zeiten hoher regenerativer Einspeisung einen Wettbewerbsvorteil und wären dann bevorzugt in Betrieb. Aufgrund dessen weisen sie höhere Volllaststundenzahlen auf und stellen in größerem Maße Systemdienstleistungen bereit. Durch das Verbleiben

am Netz in diesen Phasen vermeiden flexible Anlagen zudem Anfahrten. Andererseits ist die Fahrweise dieser Kraftwerke durch eine besonders hohe Dynamik mit vielen und großen Lastwechseln, sowie einem häufigen Betrieb in niedriger Teillast gekennzeichnet.

1.3 Fazit

Die geplanten Zubauten an Windkraftanlagen und Solarkollektoren lassen für die kommenden Jahrzehnte erhebliche Änderungen in der Energieerzeugungsstruktur erwarten. Thermischen Kraftwerken kommt neben ihrer klassischen Funktion als Energieerzeuger die Aufgabe zu, der wetterbedingten Einspeisefluktuationskomplementär zu folgen. Dies gilt im Speziellen für die als Mittellastkraftwerke eingesetzten Steinkohleblöcke und GuD-Anlagen, sie werden zukünftig vermehrt als Regelkraftwerke eingesetzt werden. Die Folgen sind reduzierte Vollaststundenzahlen, vermehrter Betrieb in Teillast und eine höhere Anzahl an Lastwechseln und Anfahrten. Um das regenerative Energieangebot bestmöglich zu nutzen, müssen thermische Kraftwerke zudem hinsichtlich einer geringen Mindestlast und einer hohen Laständerungsgeschwindigkeit ertüchtigt werden.

In diesem Spannungsfeld aus einerseits von vielen Lastwechseln geprägten und damit verschleissintensiverer Fahrweise und andererseits neuen Anforderungen an die thermischen Kraftwerke hinsichtlich einer abgesenkten Mindestlast und einem erhöhten Lastgradienten, bedarf es qualifizierender Maßnahmen, um den künftigen Gegebenheiten des Energiemarktes zu entsprechen.

1.4 Ableitung der Aufgabenstellung

Aus der zu erwartenden, von häufigem Anfahren, Lastwechseln und Betrieb in Teillast charakterisierten Fahrweise erwächst die Frage nach der Belastung der Kraftwerke durch diesen zukünftig dynamischeren Betrieb. So lassen insbesondere die steigende Anzahl an Anfahrten und großen Lastwechseln einen erhöhten Lebensdauerverbrauch durch Wechselbeanspruchung der dickwandigen Bauteile erwarten.

Weiterhin bedarf es am künftigen Energiemarkt flexibler thermischer Kraftwerke, deren Mindestlast deutlich unter den heutigen Niveau von 50 % liegt. In Kombination mit einer Verdopplung der heute zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit von 2 %/min wären diese Anlagen geeignet, um bei hoher regenerativer Einspeisung Regelleistung bereitzustellen.

Hierfür gilt es zu bestimmen, welche verfahrens- und regelungstechnischen Restriktionen eine Steigerung der Flexibilität begrenzen und welche Ertüchtigungs- und Optimierungsmaßnahmen das Potential bieten, die Anlagendynamik zu erhöhen. Neben der Umrüstung von bestehenden Anlagen gilt es zu beantworten, welche technischen Lösungen in Neuanlagen eingesetzt werden können, um zukünftig eine hohe Wettbewerbsfähigkeit sicherzustellen.

Der Fokus liegt hierbei auf Steinkohlkraftwerken und GuD-Anlagen, da sie als Mittellastkraftwerke für die Ausregelung der erneuerbaren Energien prädestiniert sind. Für diese beiden Kraftwerkstypen gilt es folgende Fragen zu beantworten:

- Welche Belastungen erwachsen aus der künftigen, dynamischen Fahrweise?

- Was sind die verfahrens- und leittechnischen Restriktionen bei Erhöhung der Flexibilität?
- Welche Ertüchtigungsmaßnahmen sind für eine Flexibilisierung erforderlich und welche Optimierungen bieten das Potential, die damit einhergehenden zusätzlichen Belastungen zu begrenzen und so einen schonenden Betrieb zu gewährleisten?

Ziel dieser Arbeit ist es daher, aufbauend auf den Vorarbeiten [39] und [64] unter Verwendung der Modelica-Bibliothek **ThermoPower** [15], [18], [17], [16] Kraftwerksmodelle je eines Vertreters der beiden Kraftwerkstypen zu erstellen. Dies erfordert die Erweiterung der **ThermoPower**-Bibliothek um Modelle für die verfahrenstechnischen Komponenten des Wasserdampf-Kreislaufes und der Luftstecke der beiden Referenzkraftwerke, sowie die Abbildung der wesentlichen Funktionalitäten des Blockleitsystems. Die Simulation unterschiedlicher Fahr- und Betriebsweisen ermöglicht im Anschluss die Ermittlung der zukünftigen Belastungen und Beanspruchungen dickwandiger Bauteile, sowie Bestimmung von verfahrens- und regelungstechnischen Restriktionen. Anhand dieser Ergebnisse können in einem zweiten Schritt Konzepte für Ertüchtigungen und Optimierungen erarbeitet und bewertet werden.

1.5 Gliederung der Arbeit

Zunächst wird im Kapitel 2 der Rahmen der Untersuchungen abgesteckt. So werden die beiden als Referenz dienenden Kraftwerke, das Steinkohle Kraftwerk Rostock und die GuD-Anlage Mainz Wiesbaden, vorgestellt. Weiterhin wird ein Überblick über die erstellten Modelle und Bewertungsalgorithmen gegeben und es werden die Kernziele dieser Arbeit dargelegt.

Im Kapitel 3 schließt sich die Beschreibung der thermodynamischen, strömungsmechanischen und physikalischen Grundlagen der Modellierung an. Darüber hinaus erfolgt im Anhang die Darlegung der im Rahmen der Modellierung verwendeten Verbrennungsrechnung, sowie der hinterlegten Stoffdaten und Materialkennwerte, siehe Appendix E und F. Im Anschluss folgt im Kapitel 4 ein Überblick der zentralen Teilmodelle, sowie der wichtigsten Komponenten der Blockleitsysteme. Weitere regelungstechnische Komponenten werden in den Anhängen G und H vorgestellt. Die Validierung der erstellten Modelle für das Steinkohlekraftwerk und die GuD-Anlage erfolgt in Kapitel 5.

Die Herleitung der benutzten Bewertungsmaßstäbe für die Ermittlung der Bauteilbelastungen ist im Anhang I dargelegt, die darauf aufbauende Analyse verschiedener heutiger und zukünftiger Szenarien folgt im Kapitel 6. Diese Untersuchungen geben einen Einblick in die zu erwartenden Auswirkungen der zukünftigen Fahrweisen, welche detailliert im Kapitel 7 vorgestellt und bewertet werden. Im Kapitel 8 werden im Anschluss Potentiale für eine Optimierung im Hinblick auf eine erhöhte Anlagenflexibilität aufgezeigt. Der Aufbau einer regelungstechnischen Optimierung auf Basis einer beobachtergestützten Regelung wird ausführlich im Anhang J beschrieben. Abschließend werden im Kapitel 9 anhand der aus den Einsatzrechnungen gewonnenen Fahrpläne für die Jahre 2020 und 2023 der Kraftwerkseinsatz hinsichtlich des Lebensdauerverbrauchs bewertet und dem Referenzjahr 2011 gegenübergestellt. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse sowie ein Ausblick auf zukünftige Arbeiten erfolgt im Kapitel 10.

2 Umfang der thermodynamischen Untersuchungen

2.1 Untersuchte Kraftwerke

Für die Zukunft ist ein stark veränderter Kraftwerkseinsatz durch eine zunehmende Einspeisung an regenerativer elektrischer Energie zu erwarten, dies gilt insbesondere für Deutschland. In wieweit sich die dadurch erhöhten Anforderungen auf die Betriebsbelastungen und Beanspruchungen thermischer Kraftwerke auswirken, soll am Beispiel des 550 MW Steinkohleblocks Rostock und der 425 MW Gas- und Dampfturbinenanlage Mainz Wiesbaden untersucht werden (vgl. Abb. 2.1). Beide Kraftwerke sind jeweils einer der modernsten Vertreter ihrer Art und sind durch ihre lange Restlaufzeit stark von den künftigen Gegebenheiten betroffen.

Weiterhin sind diese beiden Kraftwerke aufgrund ihres geringen Alters und ihrer modernen Bauweise geeignete Kandidaten für mögliche verfahrens- und leittechnische Optimierungen, deren Machbarkeit und Potentiale in einem zweiten Schritt detailliert untersucht werden soll. Nicht zuletzt zeigen die beiden Kraftwerke aufgrund ihrer verfahrenstechnischen Restriktionen im Hinblick auf ihre Flexibilität Ansatzpunkte für ein verbessertes Anlagenkonzept von zukünftigen Kraftwerken auf.



Abbildung 2.1: Untersuchte Kraftwerke - Steinkohlekraftwerk Rostock (links) [50] und GuD-Anlage Mainz Wiesbaden (rechts) [5]

2.2 Steinkohle-Kraftwerk Rostock

Das Steinkohlekraftwerk Rostock ging erstmals im Jahr 1994 in Betrieb und zählt heute noch zu den modernsten Anlagen im deutschen Kraftwerkspark. Das Kraftwerk ist für die Mittellast konzipiert und nimmt damit vorwiegend Aufgaben der Netzregelung und der Frequenzstützung wahr [47]. Mit einem konventionellen Dampfkraftprozess können elektrische Leistungen von 300 bis 520 MW mit einem Laständerungsgradienten von bis zu $20 \text{ MW}/\text{min}$ realisiert werden. Ohne Netzregelung stehen maximal 550 MW zur Verfügung. Mit einer speziellen Betriebsweise lässt sich eine Schwachlast von 150 MW erreichen. Überdies besteht die Möglichkeit der Fernwärmeauskopplung von bis zu 150 MW_{th} .

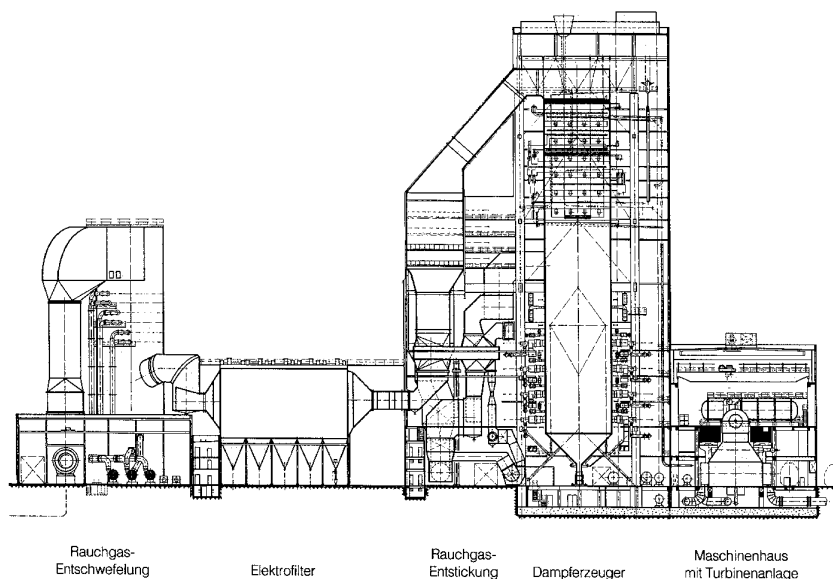


Abbildung 2.2: Anlagenschnitt Kraftwerk Rostock [47]

Als Brennstoff kommt überwiegend über den Seeweg importierte Steinkohle unterschiedlichster Qualitäten zum Einsatz. Die Kohle wird zermahlen und im Dampferzeuger staubförmig verfeuert. Bei diesem handelt es sich um einen einzügigen Zwangdurchlaufkessel nach Benson Bauart, welcher in natürlicher Gleitdruckfahrweise betrieben wird. Konstruktiv ist der Dampferzeuger als ein Turmkessel in hängender Bauweise ausgeführt. Er ist mit vier Überhitzern, sowie zwei Zwischenüberhitzerheizflächen ausgerüstet. Hersteller des Dampferzeugers ist die Firma Babcock AG bzw. die jetzige Hitachi Power Europe GmbH. Der maximal lieferbare Dampf-Massenstrom beträgt 417 kg/s , dies entspricht 100% Kessellast.

Tabelle 2.1: Betriebsdaten des Kraftwerks Rostock [47]

Blockdaten	Bruttoleistung	550 MW
	Nettowirkungsgrad	43,2 %
	Fernwärmeauskopplung	150 MJ/s
	max. Nutzungsgrad	62 %
Kesselanlage	Hersteller	Babcock
	Bauart	Zwangdurchlaufkessel Einzugbauweise einfache Zwischenüberhitzung
	Dampfleistung FD	417 kg/s
	FD-Druck/ -Temperatur	262 bar/ $545 \text{ }^\circ\text{C}$
	ZÜ-Druck/ -Temperatur	53 bar/ $562 \text{ }^\circ\text{C}$
	Feuerung	Boxerfeuerung, 4 Ebenen komb. Kohlenstaub/Öl
Kohlemühlen	4 Walzenmühlen MPS 225, Steinkohle	
Dampfturbosatz	Hersteller	ABB
	Bauart	ohne Regelrad
	Anzahl Gehäuse	1 HD, 1 MD, 2 ND
	Betriebsart	natürlicher/modifizierter Gleichdruck

Der Turbosatz besteht aus einer einflutigen Hochdruckturbine, einer zweiflutigen Mitteldruckturbine und zwei zweiflutigen Niederdruckturbinen. Sie treiben über eine gemeinsame Welle den Synchron-Generator an. Die Bereitstellung von Reserveleistung erfolgt durch Kondensatstopp

und Turbinenandrosselung (Primärregelung) sowie durch die Blockregelung (Sekundärregelung). Die Reinigung des Rauchgases erfolgt durch eine Entstickungsanlage nach dem SCR-Prinzip, einem Elektrofilter zum Abscheiden der Feststoffe sowie durch eine Entschwefelungsanlage. Die wichtigen Kenndaten sind in Tab. 2.1 noch einmal zusammen gefasst.

Der dem Kraftwerk zugrunde liegende Clausius-Rankine-Prozess mit mehrstufiger Vorwärmung und einer einfachen Zwischenüberhitzung erlaubt einen hohen Wirkungsgrad ($\eta_{netto} = 43,2\%$), bei gleichzeitig flexibler Kraftwerks-Fahrweise. Das korrespondierende verfahrenstechnische Schaltschema des Wasser-Dampf-Kreislaufs wird in Abb. 2.3 vorgestellt.

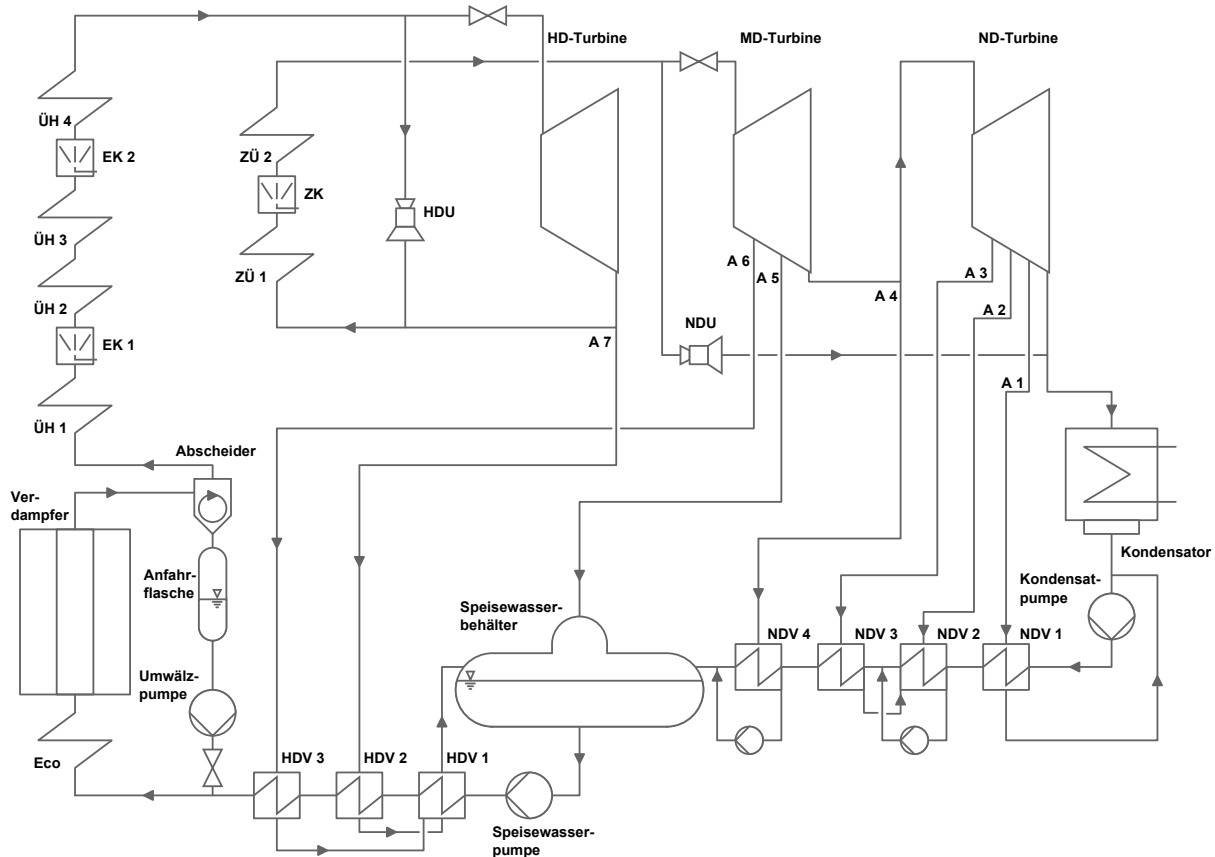
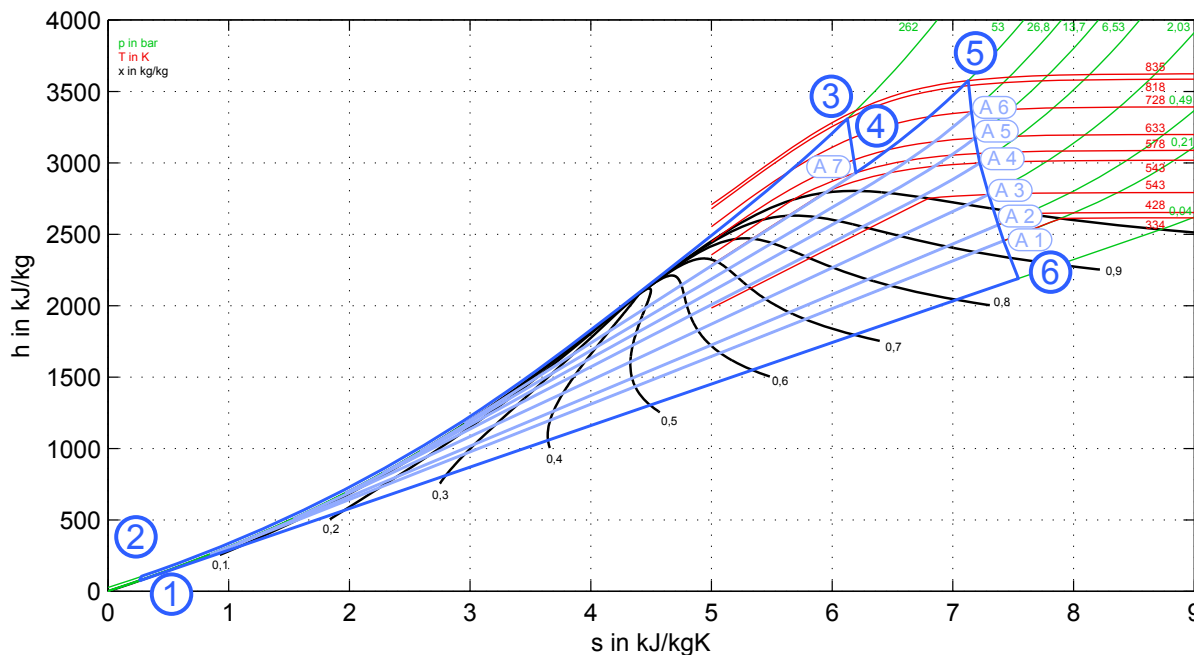


Abbildung 2.3: Wärmeschaltbild des Kraftwerks Rostock: Der Kreisprozess mit mehrstufiger Vorwärmung von Kondensat und Speisewasser sowie einfacher Zwischenüberhitzung stellt den heutigen Stand der Technik dar (nach [12])

Der Prozess gestaltet sich wie im h,s -Diagramm der Abb. 2.4 gezeigt, zunächst wird das mithilfe von Turbinenanzapfdampf bereits vorgewärmte Kondensat durch die Speisewasserpumpe auf bis zu 300 bar Druck gebracht (1 bis 2) und in den Hochdruckvorwärmern weiter erwärmt und abschließend in den Dampferzeuger eingebracht. Hier durchläuft das Medium nacheinander den Economizer, den Verdampfer und die nachgeschalteten Überhitzerheizflächen (2 bis 3). Nach der anschließenden Teilentspannung des Frischdampfes in der HD-Turbine (3 nach 4) erfolgt eine Zwischenüberhitzung (4 bis 5). Der ZÜ-Heißdampf wird daraufhin in den MD- und ND-Turbinen auf Kondensatordruck entspannt (5 nach 6) und abschließend im Kondensator in die flüssige Phase überführt (6 bis 1).

Abbildung 2.4: Dampfkraftprozess des Kraftwerks Rostock im h,s - Diagramm

2.3 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

Die GuD-Anlage wurde von der Fa. Siemens Power Generation errichtet und wird von der Kraftwerke Mainz Wiesbaden AG betrieben. Der Block wurde 2001 in Betrieb genommen und ist eines der modernsten GuD-Kraftwerke in Deutschland. Die Gasturbine erreicht eine maximale elektrische Leistung von etwa 285 MW, die Dampfturbine ca. 140 MW. Außerdem können bei Volllast weitere 115 MW_{th} Fernwärme ausgekoppelt werden. Die Feuerungswärmeleistung liegt bei etwa 682 MW. Die Anlage erreicht einen elektrischen Nettowirkungsgrad von 58,4 %, der Brennstoffausnutzungsgrad kann bis zu 80 % betragen (je nach Anteil der Fernwärmeauskoppelung). Im Laufe der Jahre wurden zahlreiche Verbesserungen vorgenommen. Die Mindestlast im GuD-Betrieb konnte von 65 % bei der Inbetriebnahme auf mittlerweile 54 % abgesenkt werden. Weitere Besonderheiten liegen in der möglichen Auskoppelung von Prozeßdampf für die nahegelegene Industrie, sowie der Einspeisung von Dampf aus dem Müllheizkraftwerk in den GuD-Prozess, welches sich ebenfalls in unmittelbarer Nähe zum Kraftwerk befindet [52].

Die Brennstoffversorgung kann sowohl mit Erdgas sowie mit leichtem Heizöl erfolgen, wobei in der Praxis ausschließlich Erdgas verwendet wird, welches aus dem Hochdrucknetz entnommen wird. Die Gasturbinenanlage vom Typ SGT5-4000F besitzt eine Ringbrennkammer mit 24 Hybridbrennern. Über die Leitschaufelverstellung wird das Verbrennungsluftverhältnis nahe der Flammabrisgrenze gehalten. Die Entspannung erfolgt in vier Turbinenstufen und gelangt danach in den Abhitzedampferzeuger. Die Kühlwasserversorgung geschieht über ein Entnahmehauswerk am Rhein. Die maximale Erwärmung beträgt dabei 6 K.

Einen besonders zu berücksichtigenden Punkt stellen die unterschiedlichen Betriebsweisen in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen dar. Aufgrund der unterschiedlichen Luftdichte und Feuchte kommt es je nach Jahreszeit zu unterschiedlichen Betriebsparametern, so kann die maximale elektrische Leistung im Sommer beispielsweise 385 MW betragen, im Winter hingegen bis zu 425 MW.

Tabelle 2.2: Betriebsdaten Kraftwerk Mainz Wiesbaden [49]

Gasturbine	Feuerungswärmeleistung	682 MW
	GT-Leistung	285 MW
	Massenstrom Abgas	650 kg/s
	Temperatur Abgas	585 °C
Dampfkreislauf	DT-Leistung	140 MW
	Frischdampf­temperatur	540 °C
	Frischdampf­druck	110 bar
	Frischdampf­massenstrom	77 kg/s
Gesamtanlage	Abgastemperatur	84 °C
	Elektrische Gesamt­leistung	425 MW
	Wirkungsgrad	58,4 %

Die GuD-Anlage wird aufgrund von günstigen Gaslieferverträgen derzeit vornehmlich im Grundlastbetrieb gefahren. Je nach Betriebspunkt kann momentan eine positive oder negative Minutenreserve von bis zu 150 MW angeboten werden.

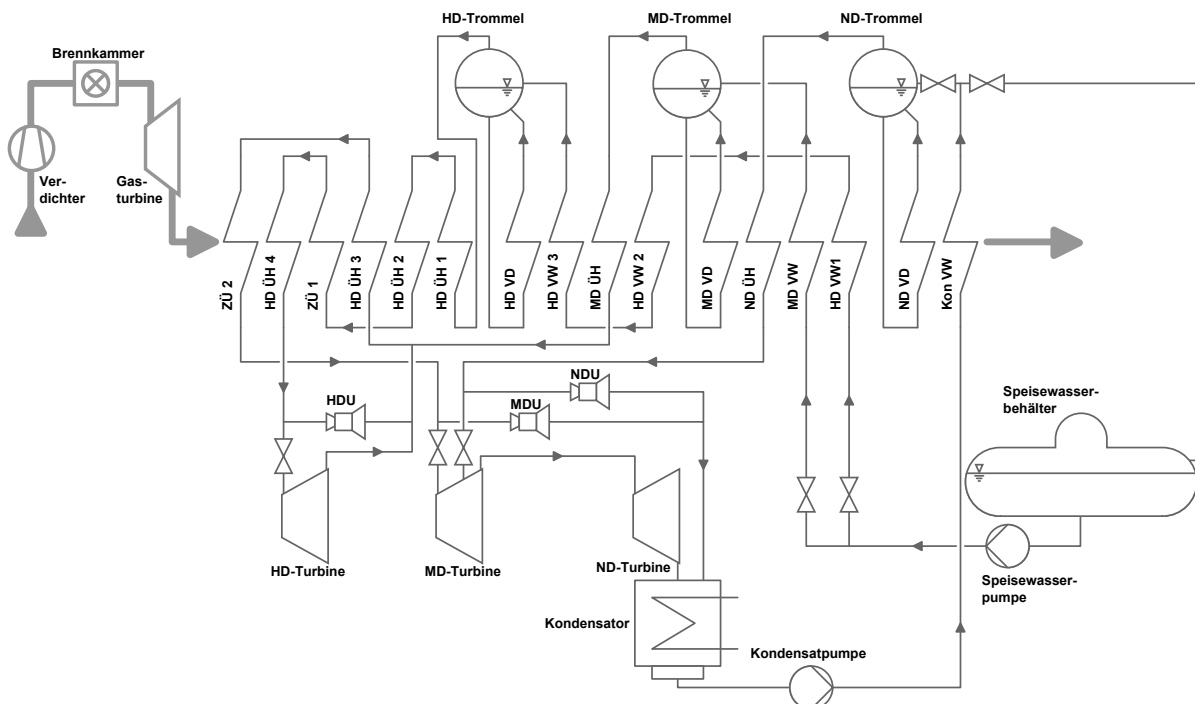


Abbildung 2.5: Wärmeschaltbild des Kombiprozesses: Die Kombination einer Gasturbine mit einem nachgeschalteten Dampfprozess erlaubt höchste Wirkungsgrade

Der dem Kraftwerk Mainz Wiesbaden zugrunde liegende thermodynamische Prozess wird durch eine Kombination aus Gasturbinenprozess (Joule-Prozess) und Dampfprozess (Clausius-Rankine-Prozess) dargestellt und als Gas- und Dampfturbinenprozess (GuD) bezeichnet. Die grundlegende Schaltungsvariante ist entsprechend [27] in Abbildung 2.5 dargestellt. Abb. 2.6 zeigt den dazugehörigen Joule-Prozess der Gasturbine (links) und den Clausius-Rankine-Prozess des nachgeschalteten Dampfkreislaufs (rechts). Hierbei geben die Prozesspunkte 1-5 den (offenen) Gasturbinenkreislauf wieder, die Punkte a bis f bezeichnen den Wasser-Dampfkreislauf. In Abb. 2.7 ist die Wärmeübertragung im Abhitzedampferzeuger dargestellt, die geringe Temperaturdifferenz zwischen Abgas und Wasser ist thermodynamisch günstig und ist ein Grund für den hohen Prozesswirkungsgrad.

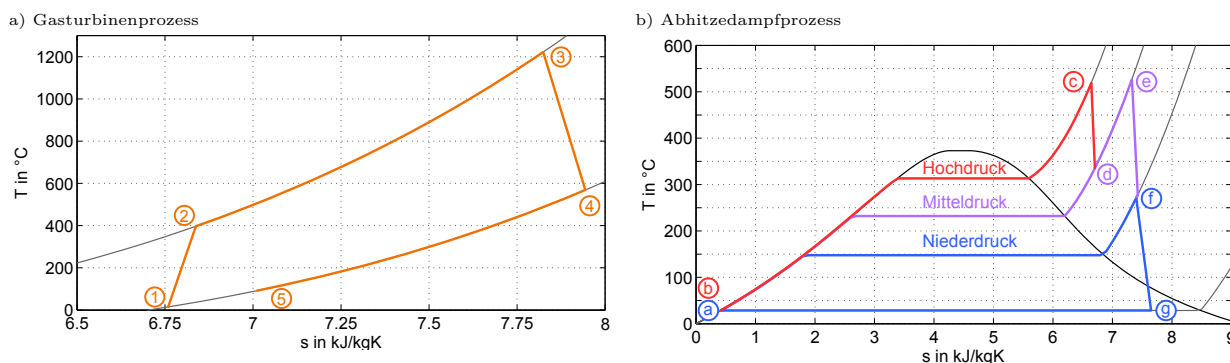


Abbildung 2.6: Darstellung des Gasturbinen- und des Dampfkraftprozesses der GuD-Anlage im T,s -Diagramm

Die für den Prozess nötige Wärmezufuhr erfolgt über die Verbrennung des meist edlen Brennstoffes (BS), z.B. Heizöl oder Gas in der Brennkammer der Gasturbine (2 nach 3). Die dafür nötige Verbrennungsluft wird vom Verdichter auf ein entsprechendes Druckniveau gebracht (1 nach 2). In der Gasturbine (GT) expandiert das Abgas und verrichtet dabei Arbeit an den Turbinenschaufeln, die über die Welle an den Generator übertragen wird (3 nach 4). Nach dem Austritt aus der Gasturbine hat das Abgas üblicherweise noch eine Temperatur von etwa $600\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Beim GuD-Prozess wird die im Abgas vorhandene Energie in einem Abhitzekessel auf den angeschlossenen Wasser-Dampfkreislauf übertragen. Dabei wird das Fluid verdampft und überhitzt (b nach c). In der HD-Turbine wird der Dampf teilentspannt (c nach d) und nach der Beimischung des MD-Frischdampfes zwischenüberhitzt (d nach e) und anschließend in der MD und ND-Turbine weiterentspannt. Zusätzlich erfolgt in (f) eine Beimischung des ND-Frischdampfes. Abschließend wird der Turbinenabdampf im Kondensator (g nach a) wieder kondensiert und der Prozess beginnt mit der Druckerhöhung in der Speisewasserpumpe von Neuem (a nach b). Dabei wird durch die geeignete Wahl der Verdampfungsdruckniveaus des Drei-Druckprozesses die zuvor angesprochene geringe Grädigkeit der Wärmeübertragung im Abhitzekessel erreicht.

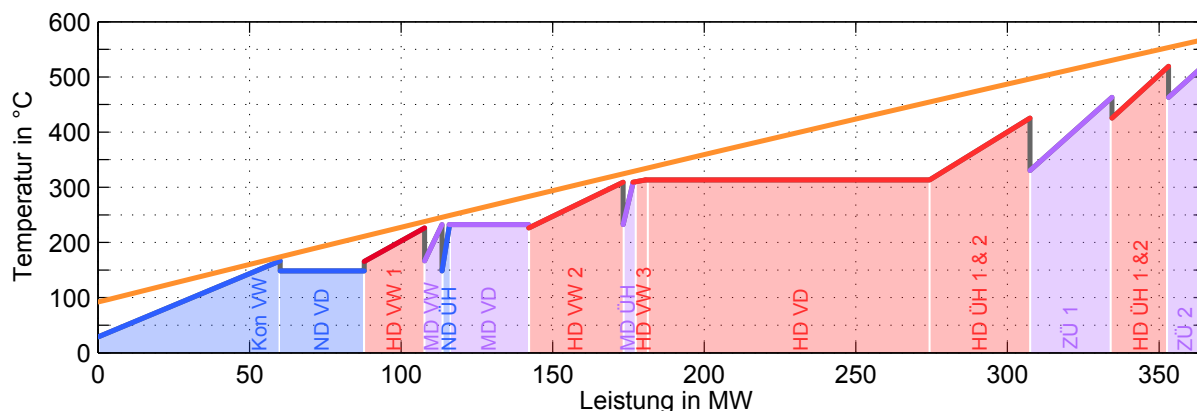


Abbildung 2.7: T, \dot{Q} -Diagramm des Abhitzekessels - die geringe Grädigkeit der Wärmeübertragung minimiert Exergieverluste und ist Voraussetzung für hohe Prozesswirkungsgrade

Nach dem Durchströmen des Abhitzekessels verlässt das Abgas den Prozess mit sehr geringen Temperaturen von teilweise unter $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Schaltungsvariante ist aus diesem Grunde thermodynamisch sehr effizient, so dass moderne GuD-Anlagen Wirkungsgrade von ca. 60 % erreichen.

2.4 Überblick über die thermodynamische Modellierung

Um die zu erwartenden Auswirkungen einer dynamischeren Fahrweise auf die thermische Kraftwerke einschätzen zu können, wurden detaillierte instationäre, thermodynamische Modelle der verfahrenstechnischen Seite zweier bestehender Kraftwerke erstellt.

Für die Umsetzung der Modelle wird die Programmiersprache Modelica [16], [17], [36], [62] verwendet, als Entwicklungs- und Simulationsumgebung stellt der Simulator Dymola [30] den Stand der Entwicklung dar. Die Wahl einer quelloffenen und ausdrücklich nicht auf Kraftwerkstechnik beschränkten Entwicklungsumgebung bietet das Potential, das erarbeitete Wissen aus anderen Forschungsgebieten, wie zum Beispiel der Automobil- sowie der Klima- und Kältetechnik zu nutzen. Diese konzeptionell inhärente Unterstützung von interdisziplinärer Forschung und Erweiterung der bestehenden Modellbasis kommt der Aufgabenstellung, der Entwicklung eines komplexen Gesamtkraftwerksmodells entgegen und spiegelt auch den Anspruch universitärer Forschung wider.

Die Modellierung mit Modelica zeichnet sich durch ein modulares Konzept aus, was einerseits ein Austauschen von Untermodellen ermöglicht, andererseits auch eine Wiederverwendung dieser Teilmodelle an anderer Stelle. So kann u.a. eine einfache Implementierung von optimierten verfahrens- und leittechnischen Komponenten in ein vorhandenes Gesamtmodell erfolgen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Simulation der beiden thermischen Kraftwerke jeweils ein physikalisch basiertes Modell des verfahrenstechnischen Prozesses erstellt. Grundlage hierfür sind eindimensional diskretisierte und räumlich gemittelte Teilmodelle, welche durch thermodynamische Bilanz- und Zustandsgleichungen sowie weitere physikalische Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden. Das Modell des Steinkohle-Kraftwerks Rostock umfasst die nachfolgend aufgelisteten verfahrenstechnischen Komponenten:

- Luftpfad mit Frischlüfter, Luftvorwärmer, Dampf-Luftvorwärmer, Kohlemühlen
- Kessel mit Brennkammer, Rauchgaszug, Verdampfer-, Economizer- und Überhitzerheizflächen
- Speisewasserpumpe
- Hochdruckvorwärmstrecke
- Turbinen mit Anzapfungen und Turbinenumleitstationen
- Umwälzkreislauf

Vernachlässigt werden können die Bauteile Kondensator und ND-Vorwärmer sowie die Kondensatpumpe. Naturgemäß liegen die Temperaturen in diesen Bauteilen auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau, so dass die thermischen Belastungen dieser Komponenten gegenüber denen im Dampferzeuger und der Turbinen klein sind. Der Einfluss auf die Dynamik des Gesamtsystems kann aufgrund der entkoppelnden Wirkung des Speisewasserbehälters vernachlässigt werden. Hinzu kommt, dass das Druck- und Temperaturniveau des Kondensats durch die konstanten Zustände des Kühlwassers definiert werden und damit kaum Schwankungen unterliegen¹.

Um mit der Realität vergleichbare simulationsgestützte Aussagen treffen zu können, ist das thermodynamische Modell mit einer vereinfachten Abbildung des Blockleitsystems gekoppelt.

¹Kondensatordruckschwankungen durch Ein- und Ausspeichern von Wärme in den Metallmassen des Kondensators sind klein gegenüber dem Gesamtdruckgefälle über die Turbinen.

Dieses im Modell hinterlegte Blockleitsystem ermittelt ebenso wie im realen Kraftwerk die Stellgrößen entsprechend des Konzeptes der modellgestützten Blockregelung [84]. Hierbei benutzt die implementierte Regelungstechnik die berechneten physikalischen Prozessgrößen (z.B. Frischdampf Temperatur) des thermodynamischen Modells der Verfahrenstechnik als Grundlage, um daraus Sollwerte (z.B. gewünschte Wärmeleistung) und Stellgrößen (z.B. Speisewasserpumpendrehzahl) abzuleiten. Aufgrund dieser Rückkopplung müssen der Detaillierungsgrad sowie die Genauigkeit des thermodynamischen Kraftwerkmodells verhältnismäßig hoch sein. Für die Vorsteuerung und Korrektur der folgenden Elemente sind die entsprechenden Regelungsstrukturen im Modell integriert:

- Blockführung / Brennstoffmassenstrom
- Speisewasserpumpenregelung mit Enthalpiekorrektur und Delta-Theta-Regelung
- Dampftemperaturregelung mittels Einspritzkühlern
- Regelung der Umwälzmenge im Anfahrbetrieb
- Regelung des Turbinenventils und der Turbinenumleitstationen
- Regelung der Mühler Temperatur und des -durchsatzes
- Regelung der Luftmenge mittels Mühlen- und Frischlüfter, sowie Drosselklappen

Durch die Zusammenschaltung der Modelle des Wasser-Dampf-Kreislaufes und des Blockleitsystems erhält man ein integrales Modell des Rostocker Kraftwerkes, welches in der Lage ist, neben der bei Leistungsbereitstellung üblichen Benson-Fahrweise auch den Umwälzbetrieb während eines Anfahrvorganges abzubilden.

Für die GuD-Anlage wurde in analoger Weise ein Modell der Gasturbinenanlage, sowie des Abhitzekeessels samt dazugehörigem Wasserdampfkreislauf erstellt. Auf der verfahrenstechnischen Seite wurden folgende Komponenten abgebildet:

- Gasturbinenanlage mit Verdichter, Brennkammer und Gasturbine
- Abhitzekeessel mit Naturumlaufverdampfer samt Trommel, Überhitzerheizflächen, Vorwärmern
- Wasserdampfkreislauf mit Speisewasserbehälter, Speisewasserpumpe, Dampfturbinen, Kondensator und Kondensatpumpe

Aufgrund der geringeren Komplexität des Wasserdampfkreislaufes ohne Anzapfungen wurde im Gegensatz zum Steinkohlekraftwerk der gesamte Kreislauf inklusive des kalten Endes abgebildet, was u.a. auch die Ermittlung des Einflusses der Umgebungs- bzw. der Kühlwassertemperatur auf den Dampfkraftprozess ermöglicht. So können die Randbedingungen für einen Sommer- und Winterbetrieb abgebildet werden. Auf der leittechnischen Seite wurden die folgenden Regelungsstrukturen implementiert und mit dem verfahrenstechnischen Modell gekoppelt:

- Leistungsregler Gasturbine
- Verdichtervorleitradregelung zur Kontrolle der Abgastemperatur am Kesseleintritt (ATK)
- Drei-Komponentenregelung
- Dampftemperaturregelung
- Regelung des Turbinenventils und der Turbinenumleitstationen

- Speisewasserbehältertemperatur- und Füllstandsregelung

Die physikalische Modellierung der Kraftwerke ermöglicht die Ermittlung von Prozessgrößen und Dampfzuständen, wie z.B. Temperaturen, Drücken und Massenströmen, wodurch die Güte des Kreisprozesses bewertet werden kann und Aussagen zu verfahrenstechnischen Restriktionen getroffen werden können. Zusätzlich erlauben die berechneten Temperaturverteilungen in den Bauteilen die Ableitung einer instationären, mechanischen Vergleichsspannung. Diese wird anhand des Lebensdauerverbrauchs nach TRD-Richtlinie [25] sowie gemäß Rissfortschrittsrate nach FKM-Richtlinie [4] bewertet. Dies ist von entscheidender Bedeutung bei der Bewertung der zukünftigen Beanspruchungen durch die veränderte Fahrweise.

2.5 Fokus der Untersuchungen

Um die Auswirkungen eines von erheblichen Wind- und Photovoltaikeinspeisungen dominierten Energiemarktes auf die Fahrweise zukünftiger und bestehender konventioneller Kraftwerke zu diskutieren, werden mit den erstellten Modellen Untersuchungen zum Belastungszustand des Kraftwerks Rostock und der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden durchgeführt. Der Fokus liegt hierbei auf den thermischen Beanspruchungen dickwandiger Bauteile des Kessels und der Turbinen.

Einen weiteren Schwerpunkt bilden Szenarienrechnungen zur Untersuchung des Betriebs bei abgesenkter Mindestlast und erhöhter Laständerungsgeschwindigkeit. Dabei stehen insbesondere die verfahrenstechnischen Restriktionen und die sich einstellenden Zusatzbelastungen einzelner Bauteile im Blickfeld. Im Anschluss daran sollen dann die Potentiale von verfahrens- und leittechnischen Optimierungen im Hinblick auf eine Erhöhung der Flexibilität, sowie einer Verringerung der zusätzlichen Belastungen aufgezeigt und bewertet werden.

Grundsätzlich ist es das Ziel, allgemein gültige Aussagen für Steinkohlekraftwerke und GuD-Anlagen zu treffen. So soll im geringeren Maße in detaillierter Weise auf die anlagenspezifischen Charakteristika der beiden untersuchten Kraftwerke eingegangen werden, sondern eher die grundsätzlichen, prozessinhärenten Einschränkungen bei einer Steigerung der Anlagenflexibilität aufgezeigt werden.

2.6 Fazit

Unter Verwendung zweier moderner Kraftwerke als Referenz, dem Steinkohle Kraftwerk Rostock und der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden, wurden zwei detaillierte instationäre, thermodynamische Modelle der verfahrenstechnischen Seite der beiden Anlagen erstellt. Diese Kraftwerksmodelle sind mit einer vereinfachten Abbildung der Blockleitsysteme gekoppelt, um eine realitätsnahe Simulation des Leistungs- und des Anfahrbetriebes zu ermöglichen. Durch Variation der Betriebsparameter, wie der Mindestlast und dem zulässigen Lastgradienten, kann der zukünftige Betrieb bei gesteigerten Dynamikanforderungen abgebildet werden. Der Fokus der Untersuchungen richtet sich dabei auf die prinzipiellen verfahrenstechnischen Restriktionen, mögliche verfahrens- und leittechnische Optimierungsmaßnahmen, sowie die Bauteilbelastungen bei einer zukünftig hochdynamischen Fahrweise.

3 Thermodynamische Grundlagen

Der Kraftwerksprozess der untersuchten Anlagen wird mithilfe instationärer, thermodynamischer Modelle abgebildet. Bei diesen Modellen handelt es sich um Kreisläufe, bestehend aus verknüpften Komponenten, wie z.B. Wärmeübertragern, Ventilen, Behältern und Pumpen, welche wiederum durch Bilanz-, Zustands- und Transportgleichungen beschrieben werden. In den folgenden Abschnitten 3.2 bis 3.7 werden die zugrundeliegenden Gleichungen vorgestellt. Für eine Beschreibung der verwendeten Verbrennungsrechnung und die Ermittlung der zustandsabhängigen Stoffdaten sei der geneigte Leser auf die Anhänge E und F verwiesen.

3.1 Erhaltungsgleichungen als Grundlage der Modellbildung

Die Grundlage für alle erstellten Teilmodelle sind die Erhaltungsgleichungen der Thermodynamik und Strömungsmechanik. Sie gelten in der allgemeinsten Formulierung sowohl für geschlossene als auch offene Systeme. Für eine tiefere Betrachtung dieser Gleichungen sei auf die entsprechende Fachliteratur verwiesen, so z.B. auf [41] und [34] für dreidimensionale, instationäre Modellansätze, wie sie CFD-Anwendungen zugrunde liegen, auf [87], [2], [7] für nulldimensionale oder instationäre Aufgabenstellungen oder auf [57] und [26], welche sich auf den Anwendungsfall der Turbomaschinen konzentrieren.

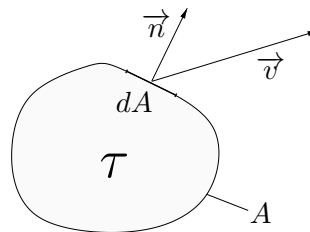


Abbildung 3.1: Illustrierung der Nomenklatur am Schema eines finiten Volumens beliebiger Form [41]

Beim Aufstellen der Gleichungen wird ein Kontrollvolumen τ mit der Oberfläche A zugrunde gelegt. Auf dem differentiell kleinen Oberflächenelement dA wird der orthogonale Einheitsvektor \vec{n} angesetzt. Erhaltungsgrößen passieren die Systemgrenzen mit der Geschwindigkeit \vec{v} , vgl. Abb. 3.1.

In der integralen Schreibweise lauten die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls:

$$\int_{\tau} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\tau = - \int_A (\rho \vec{v}) \cdot \vec{n} dA \quad (3.1)$$

$$\int_{\tau} \frac{\partial(\rho(u + e_a))}{\partial t} d\tau = - \int_A \left(\rho u \vec{v} + \frac{\rho}{2} \vec{v}^2 \vec{v} + \vec{\sigma} \vec{v} + \vec{q}_l \right) \cdot \vec{n} dA + \int_{\tau} \left(\rho \dot{q}_s + \vec{k} \cdot \vec{v} \right) d\tau \quad (3.2)$$

$$\int_{\tau} \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} d\tau = - \int_A (\rho \vec{v} \vec{v} + \vec{\sigma}) \cdot \vec{n} dA + \int_{\tau} \vec{k} d\tau \quad (3.3)$$

Darin ist $\vec{\sigma}$ der Spannungstensor, der sich aus dem Systemdruck und einem Reibungsterm zusammensetzt und \vec{k} fasst die auftretenden Feldkräfte (auch Volumenkräfte genannt) wie die

Schwerkraft und die Corioliskraft zusammen. Weiterhin bezeichnet \dot{q}_l die durch Wärmeleitung an der Oberfläche resultierende Wärmestromdichte. Im Gegensatz dazu wirkt die Wärmestromdichte \dot{q}_s infolge Strahlung als Quellterm auf das gesamte Volumen.

3.2 Bilanzgleichungen für durchströmte Komponenten

Für die Modellierung der durchströmten Bauteile wie Rohrleitungen, Turbinen, Pumpen und Ventile wird vereinfachend von einer eindimensionalen, axialen Strömung ausgegangen, da die Zustandsgrößen quer zur Strömungsrichtung als homogen angenommen werden können. Die Kontrollvolumina werden jeweils von den Bauteilwänden und den insgesamt N Ein- und Austrittsquerschnitten definiert (vgl. Abb. 3.2). So können die Oberflächen- und Volumenintegrale im weiteren Verlauf vereinfacht werden.

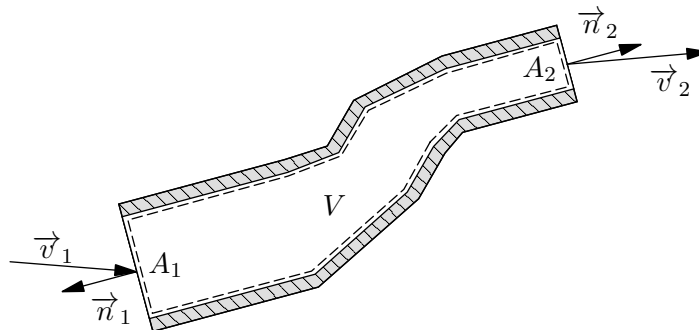


Abbildung 3.2: Illustrierung der Nomenklatur am Schema eines finiten Volumens mit definierter Ein- und Ausströmfläche

Modelica unterstützt die symbolische Definition von gewöhnlichen Differentialgleichungen, weshalb die partiellen Differentialgleichungen der Erhaltungsgleichungen räumlich diskretisiert werden müssen. Für die eindimensionale Diskretisierung der Gleichungen kann das Rohr als eine Reihe von hintereinander geschalteten nulldimensionalen Kontrollvolumina mit definierten Ein- und Ausströmquerschnitten aufgefasst werden. Die Bilanzgleichungen, die für ein langes Rohr mit axial inhomogenen Zustandsgrößen gelten, gehen so formal in diejenigen für ein homogenes Volumen über. Die Geometrie und damit das Volumen der Kontrollräume sei über den Simulationszeitraum konstant.

3.2.1 Massenbilanz

Mit den genannten Annahmen gilt für:

- das Volumenintegral $\int_{\tau} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\tau = \frac{dm}{dt}$
- das Oberflächenintegral $-\int_A (\rho \vec{v}) \cdot \vec{n} dA = \sum_{i=1}^N (\rho_i A_i c_i) = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i$

wobei $c_i = \vec{v}_i \cdot \vec{n}_i$ die lokale Geschwindigkeit orthogonal \vec{n}_i zur durchströmten Fläche ist. Damit ergibt sich für die Massenbilanz:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (3.4)$$

Bauteile, deren Volumen klein gegenüber dem typischerweise durchgesetzten Volumenstrom ist, haben kleine Zeitkonstanten und (3.4) vereinfacht sich auf den stationären Fall. Beispiele hierfür sind Turbinen und Ventile.

3.2.2 Energiebilanz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik bilanziert die Energie eines Systems. Dabei können Änderungen der äußeren Energien des Systems vernachlässigt werden, da sich die untersuchten Kontrollvolumina in Ruhe zum definierten Koordinatensystem befinden. Weiterhin sind die Änderungen von potentieller und kinetischer Energie der Strömung zwischen Ein- und Austritt im Allgemeinen klein - typischerweise $< 1\%$ - gegenüber den inneren Energien, weshalb sie bei der Modellierung ebenfalls unberücksichtigt sind. Für volumetrisch kleine Bauteile kann auch hier auf die stationäre Lösung übergegangen werden.

Analog zur Massenbilanz und unter Berücksichtigung der Definition für die spezifische Enthalpie $h = u + pv$ sowie der Schwerkraft als einzige auftretende Feldkraft gilt für:

- das Volumenintegral $\int_{\tau} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = \frac{dU}{dt}$
- das Oberflächenintegral $-\int_A (\rho \vec{v} u + \vec{\sigma} \vec{v} + \vec{q}) \cdot \vec{n} dA = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i (h_i + \frac{c_i^2}{2}) + \dot{Q}_l + \dot{W}_t$
- die Feldkräfte $\int_{\tau} \vec{k} \cdot \vec{v} d\tau = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i g z_i$
- der Quellterm $\int_{\tau} \rho \dot{q}_s d\tau = \dot{Q}_s$

Damit vereinfacht sich die Energiebilanz zu:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i (h_i + \frac{c_i^2}{2} + g z_i) + \dot{Q} + \dot{W}_t \quad \text{mit} \quad \dot{Q} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_s \quad (3.5)$$

Um die Kopplung zur Massenbilanz zu vermeiden und damit die Stabilität des Gleichungssystems zu erhöhen, wird die partielle Ableitung $u \frac{\partial m}{\partial t}$ vernachlässigt. Für den Nachweis der Zulässigkeit dieser Vereinfachung für die Anwendung in Rohrleitungsmodellen der Kraftwerkstechnik sei auf [13] verwiesen.

3.2.3 Impulsbilanz

Die Impulsbilanz lässt sich mit den oben genannten Annahmen wie folgt vereinfachen:

$$\frac{d(m \vec{v})}{dt} = \sum_{i=1}^N A_i \rho_i c_i^2 \vec{n}_i - \sum_{i=1}^N A_i p_i \vec{n}_i - \sum_{i=1}^N A_i \rho_i g z_i \vec{n}_i + \vec{F}_R \quad (3.6)$$

Hierin ist \vec{F}_R die auf das Fluid wirkende Reaktionskraft der Wandung infolge Reibung und Umlenkung. Die Lösung der Impulsbilanz ist nur für die räumlich aufgelösten Modelle der Rohrleitungen erforderlich und auch hier wird die Gleichung auf eine Kräftebilanz (Gl. 3.7)

reduziert, um den Systemdruck vorherzusagen. Diese starke Vereinfachung schließt eine Untersuchung von Schallwellenausbreitung in den Rohrleitungen aus, wie sie zum Beispiel für Havarie-Untersuchungen beim Schließen von Sicherheitsventilen vonnöten ist, Gegenstand der Untersuchung ist das Betriebsverhalten im auslegungsgemäßen Anfahr- und Gleitdruckbetrieb, in denen diese Phänomene ausgeschlossen werden können.

$$0 = \sum_{i=1}^N A_i p_i \vec{n}_i + \sum_{i=1}^N A_i \rho_i g z_i \vec{n}_i - \vec{F}_R \quad (3.7)$$

3.3 Bilanzgleichungen für geschlossene Systeme

Zentraler Punkt der Untersuchungen ist die Vorhersage und Bewertung der auftretenden Materialtemperaturen der dampfführenden Bauteile. Massenbilanz und Impulsbilanz reduzieren sich für geschlossene Systeme auf den trivialen Fall. Die Energiebilanz für das geschlossene, homogene System lautet:

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{Q}_{heiz} + \dot{Q}_{kühl} \quad \text{mit} \quad dU_i = m_i c_v(T_i) dT_i \quad (3.8)$$

Diese Gleichung gilt für dünnwandige Bauteile, die ein in Längsrichtung ausgeprägtes Temperaturfeld aufweisen – wie zum Beispiel der Berohrung von Wärmeübertragern. Dabei wird jedes Volumenelement der Rohrströmung mit einem Element der Rohrwand gekoppelt. Die Rohrleitung wird so in N axiale Volumenelemente diskretisiert, durch die ein Wärmestrom in radialer Richtung fließt. Ein Wärmestrom zwischen diesen Elementen kann vernachlässigt werden, da der Temperaturgradient in radialer Richtung denjenigen in axialer Richtung wegen der guten Temperaturleiteigenschaften von Metallen übersteigt.

In Gleichung 3.8 ist \dot{Q}_{heiz} der durch das heiße Rauchgas zugeführte Wärmestrom und $\dot{Q}_{kühl}$ der vom Arbeitsmedium an die Wand abgegebene Wärmestrom (im Normalbetrieb negativ). Damit stellen die Terme \dot{Q} die Kopplung zwischen der Energiebilanz für die innen und außen strömenden Fluide (Gleichung 3.5) und der Wand (Gleichung 3.8) dar.

Zwischen den Rohrbündeln der einzelnen Wärmeübertrager sind zur Mischung der verschiedenen Kesselstränge dickwandige Sammler geschaltet. Diese Sammler werden nicht beheizt und weisen daher in axialer Richtung kaum Temperaturunterschiede auf, wohl aber in radialer Richtung. Aus diesem Grund erfolgt eine radiale Diskretisierung dieser Bauteile.

3.4 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung innerhalb eines festen Körpers, erfolgt nach dem Fourier'schen Gesetz. Das Einsetzen der Wärmeleitungsgleichung in die Energiebilanz für geschlossene Systeme und Berücksichtigung der Beziehung $du = c_v dT$ führt zu:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (3.9)$$

wobei die hier auftretende Konstante die Temperaturleitfähigkeit $a := \lambda/c_p\rho$ ist. Eine ausführliche Herleitung der Differentialgleichung für das Temperaturfeld ist in [3] zu finden.

3.5 Konvektion

Der Wärmeübergang zwischen einem Fluid und der Wand wird quantitativ durch die Wärmeübergangsgleichung nach Newton und mittels des Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben und bildet die Kopplung zwischen den Energiebilanzen des Arbeitsmediums und denen der Rohrwände:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (3.10)$$

Hierin ist α der mittlere Wärmeübergangskoeffizient, der abhängig von Geometrie, Strömungsform und Temperaturfeld mit verschiedenen Ansätzen berechnet wird, welches für die unterschiedlichen Fälle in den folgenden Abschnitten beschrieben wird.

3.5.1 Rauchgasseitiger konvektiver Wärmeübergang

Der Wärmeübergang durch Teilchentransport findet an allen vom Rauchgas überströmten Oberflächen statt. Die erreichbare Wärmestromdichte (3.11) wird durch einen Wärmeübergangskoeffizienten α und die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand bestimmt.

$$\dot{q}_{GW,Konv} = \alpha \cdot (T_G - T_W) \quad (3.11)$$

$$\alpha_{konv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (3.12)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α wird durch die, sich an der Wandoberfläche ausbildenden, hydrodynamischen Grenzschicht bestimmt. Diese wiederum ist abhängig von den örtlichen Eigenschaften des Rauchgases (λ, ρ, μ, c_p), der Strömungsgeschwindigkeit v sowie der Geometrie der jeweilig überströmten Fläche. Der Einfluss dieser Sachverhalte wird durch die dimensionslose Nusselt-Zahl (3.12) beschrieben. Diese berücksichtigt sowohl den anfänglich laminaren Charakter der Grenzschicht, als auch den Umschlag in das darauffolgende, weiter in die Strömung hineinreichende, turbulente Gebiet.

Wie im Folgenden erläutert, lassen sich die Dampferzeuger-Heizflächen, bezüglich der Nusselt-Zahl-Berechnung, in zwei Klassen unterteilen.

Wärmeübertragung an parallel zur Strömung befindlichen Flächen

Alle in Strömungsrichtung des Rauchgases orientierten Wärmeübertragungsflächen können angenähert als Strömung längs einer ebenen Platte nach [38] - Abschnitt Gd berechnet werden. Neben der Membranwand zählen auch die senkrechten Tragrohre dazu. Zwar ist im [38] - Abschnitt Ge auch eine Berechnung eigens für längsangeströmte Zylinder angegeben, diese bezieht sich jedoch ausschließlich auf eine laminare Grenzschicht. Es wird angenommen, dass im vorliegenden Anwendungsfall, der Berechnungsfehler durch ein Vernachlässigen der turbulenten Grenzschicht

größer ist, als der durch die Vernachlässigung der Rohrkrümmung. Daher findet die Methode der überströmten Platte auch bei den Tragrohren Anwendung. Die entsprechende mittlere Nusselt-Zahl Nu_{Pl} setzt sich nach (3.13) aus einem laminaren (3.14) und einem turbulenten (3.15) Anteil zusammen.

$$Nu_{Pl} = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.13)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (3.14)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.15)$$

Reynolds- und Prandtl-Zahlen ergeben sich nach (3.16) und (3.17), wobei l die betrachtete Plattenlänge ist. Für Stoffwerte und Geschwindigkeit v gelten, über die Plattenlänge, gemittelte Werte.

$$Re_{Pl} = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu} \quad (3.16)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (3.17)$$

Wärmeübertragung an einem Rohr quer zur Strömungsrichtung

Die konvektive Wärmeübertragung an allen Rohrbündel-Heizflächen wird durch eine erzwungene Strömung quer zu einem Rohr bewirkt und kann nach [38] - Abschnitt Gg berechnet werden. Die mittlere Nusselt-Zahl bezieht sich dabei auf die vom Fluid überströmte Länge l , welche dem halben Rohrumfang entspricht (3.23). Die Nusselt-Zahl für Rohrbündel Nu_{Rb} (3.18) ergibt sich dabei aus der Nusselt-Zahl für ein Einzelrohr Nu_{1R} multipliziert mit einem geometrischen bedingten Rohrbündel-Anordnungsfaktor f_A .

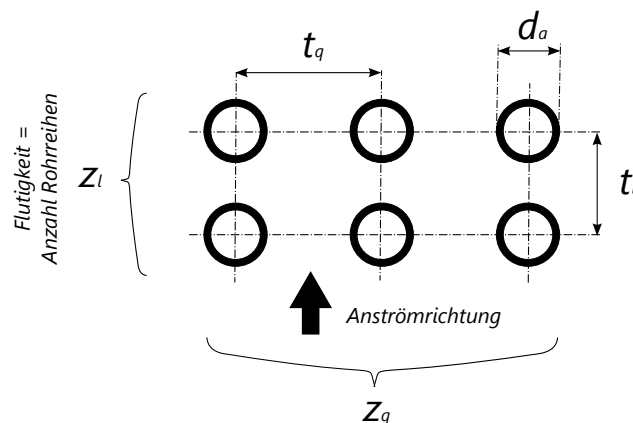


Abbildung 3.3: Geometrische Parameter eines fluchtenden Rohrbündels

$$Nu_{Rb} = \frac{1 + (z_l - 1) \cdot f_A}{z_l} \cdot Nu_{1R} \quad \text{für } (z_l < 10) \quad (3.18)$$

$$= f_A \cdot Nu_{1R} \quad \text{für } (z_l \geq 10)$$

Der Anordnungsfaktor f_A ist, neben den Rohrteilungen auch vom Zwischenraumanteil ψ (3.20) abhängig. Für eine fluchtende Rohranordnung, wie in Abb. 3.3 dargestellt, wird f_A nach Formel (3.19) berechnet.

$$f_A = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{t_l}{t_q} - 0,3\right)}{\psi^{1,5} \cdot \left(\frac{t_l}{t_q} + 0,7\right)^2} \quad (3.19)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi \cdot d_a}{4 \cdot t_q} \quad (3.20)$$

Die mittlere Nusselt-Zahl für ein Rohr Nu_{1R} (3.21) setzt sich aus den bereits bekannten lamina- ren (3.14) und einem turbulenten (3.15) Anteil zusammen. Allerdings gilt für Rohrbündel eine gesonderte Reynolds-Zahl Re_{Rb} (3.22), welche den Zwischenraumanteil mitberücksichtigt, v ist dabei die Geschwindigkeit im freien Querschnitt vor dem Rohrbündel.

$$Nu_{1R} = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.21)$$

$$Re_{Rb} = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu \cdot \psi} \quad (3.22)$$

$$l = \frac{\pi \cdot d_a}{2} \quad (3.23)$$

Bei schräg angestellten Rohrbündeln, wie dem Tragrohr-Schott, wird nur die senkrecht zur Rohrachse verlaufende Geschwindigkeitskomponente betrachtet. Für Reynolds- und Prandtl-Zahlen werden mittlere Stoffwerte des Mediums eingesetzt.

Für berippte Rohrbündel wird ein scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient α_s (3.24) eingeführt, welcher zusätzlich den Einfluss der Rippen berücksichtigt [31]. Dieser setzt sich zusammen aus dem normalen Wärmeübergangskoeffizient für Rohrbündel α_{Rb} , der zur Wärmestromdichte (3.11) korrespondierenden Fläche A_{Rb} , der unberippten Rohroberfläche $A_{Rb, frei}$ sowie der Rippenfläche A_R und dem Wirkungsgrad der Rippen η_R .

$$\alpha_s = \alpha_{Rb} \cdot \frac{A_{Rb, frei} + \eta_R \cdot A_R}{A_{Rb}} \quad (3.24)$$

Abb. 3.4 veranschaulicht die Geometrie der Rippe und (3.25) ff. beschreiben die Ermittlung des Rippenwirkungsgrades.

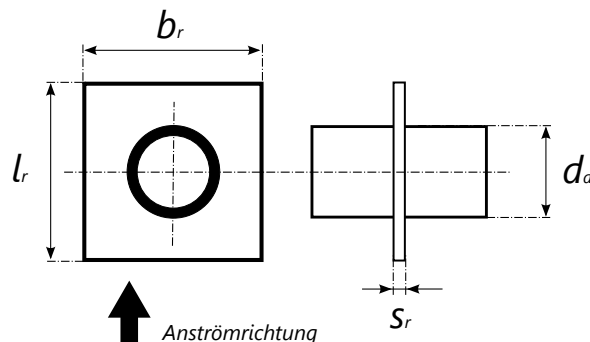


Abbildung 3.4: Rechteckrippe vom Speisewasservorwärmer (ECO)

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} \quad (3.25)$$

$$X = \varphi \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{Rb}}{\lambda_R \cdot s_R}} \quad (3.26)$$

$$\varphi_{RR} = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \varphi') \quad (3.27)$$

$$\varphi'_{RR} = 1,28 \cdot \frac{b_R}{d_a} \cdot \sqrt{\frac{l_R}{b_R} - 0,2} \quad (3.28)$$

Im Falle von Kreisrippen gelten in analoger Weise Gleichungen (3.25) und (3.26), einzig φ_{KR} ist für diesen Fall definiert als

$$\varphi_{KR} = \left(\frac{d_{Ri}}{d_a} - 1 \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_{Ri}}{d_a} \right) \quad (3.29)$$

Dabei ist d_{Ri} der Außendurchmesser der kreisförmigen Rippen.

3.5.2 Wasserdampfseitiger konvektiver Wärmeübergang

Für Einphasenrohrströmung wird der Ansatz nach Dittus-Bölder verwendet¹ [71]:

$$\alpha = 0,023 \frac{k}{D} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.30)$$

Hierin sind k die Oberflächenrauigkeit, D der Innendurchmesser, Re und Pr die Reynolds- bzw. Prandtl-Zahl. Bei Zweiphasenströmung wird eine erweiterte Korrelation angewendet, die den verschlechterten Wärmeübergang nach dem Austrocknen der Rohrwände (Leidenfrost-Effekt) berücksichtigt. Auf eine genaue Beschreibung wird hier verzichtet, der Algorithmus ist in [71] dokumentiert. Für die in den Zweiphasenbehältern stattfindende Kondensation an horizontalen Rohrbündeln wird ein Wärmeübergangskoeffizient mithilfe der Nusselt'schen Wasserhauttheorie abgeleitet, siehe Gleichung 3.31.

$$\alpha = 0,728 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\lambda_f^3 r}{d_a \mu_f (\vartheta_{Satt} - \vartheta_{Wand})} \right]^{\frac{1}{4}} n_r^{-\frac{1}{6}} \quad (3.31)$$

Eine Herleitung und detaillierte Beschreibung des Ansatzes erfolgt in [32].

3.6 Wärmestrahlung

Unter Wärmestrahlung versteht man elektromagnetische Strahlung in einem Bereich von 10^{-7} bis 10^{-3} m Wellenlänge. Jeder Körper mit einer Temperatur > 0 K emittiert und absorbiert in diesem Frequenzspektrum. Die als Wärmestrahlung abgegebene Leistung eines idealen schwarzen Körpers ist nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz proportional zur 4. Potenz der Temperatur.

¹Von den zahlreichen in der Literatur zu findenden Korrelationen sind derzeit nur wenige in der ThermoPower-Bibliothek implementiert. Zukünftige Arbeiten sollten sich auf die in [83] vorgestellte Bibliothek stützen.

Dieses Verhalten verdeutlicht die Relevanz der Wärmestrahlung, gerade bei solch hohen Temperaturen, wie sie bei einer Feuerung auftreten. Unterschiedliche Materie emittiert auch in verschiedenem Maße Wärmestrahlung. Dieses Verhalten wird durch den dimensionslosen Emissionskoeffizient ϵ beschrieben. Die relevanten Strahlungsquellen im Dampferzeuger sind das Rauchgas, die darin enthaltenen Partikel sowie die Oberflächen selbst.

3.6.1 Emissionsgrad

Beim reinem Rauchgas sind es im Wesentlichen Wasserdampf H_2O und Kohlendioxid CO_2 , welche in nennenswertem Umfang Wärmestrahlung emittieren (und absorbieren). Sie strahlen jedoch nur in einem bestimmten Frequenzspektrum (selektiv), man nennt sie daher auch Bandenstrahler. Komponenten wie Stickstoff N_2 und Sauerstoff O_2 sind für Wärmestrahlung praktisch durchlässig (diatherm) und daher nicht relevant. Zur analytischen Berechnung des Emissionsgrades, werden der Gleichungen aus [38] - Abschnitt Kc herangezogen. Dabei wird für H_2O und CO_2 je ein eigener Emissionsgrad (3.32) ermittelt. Dieser ist vom Gesamtdruck p_G und der Temperatur T_G des Gases, den jeweiligen Stoffmengenanteilen y_i sowie der sog. gleichwertigen Schichtdicke s_{gl} des Gasraumes abhängig.

$$\epsilon_i = f(p_G, T_G, y_i, s_{gl}) \quad (3.32)$$

Mit Hilfe der gleichwertigen Schichtdicke lässt sich, ohne Kenntnis der Raumwinkel und der wirksamen Wellenlängen, ein Emissionsgrad für beliebige Gasvolumen ermitteln. Sie ist wie folgt definiert: „Eine Gas-Halbkugel mit dem Radius $R = s_{gl}$ soll auf dem Flächenelement in ihrem Mittelpunkt die gleiche spektrale Bestrahlungsstärke hervorrufen, wie die Strahlung aus dem beliebig geformten Gasvolumen auf einem bestimmten Element seiner Oberfläche.“ [3] Für endliche optische Schichtdicken und beliebige Geometrien kann die gleichwertige Schichtdicke nach (3.33) bestimmt werden, wobei V das Gasvolumen und A die in Kontakt stehende Wandoberfläche bildet.

$$s_{gl} = 3,6 \cdot \frac{V}{A} \quad (3.33)$$

Die für CO_2 und H_2O erhaltenen Emissionsgrade, können zu einem gemeinsamen Gas-Emissionsgrad ϵ_G addiert werden (3.34). Die teilweise Überlappung der jeweilig wirksamen Frequenzspektren erfordert jedoch einen Korrekturfaktor. Laut [31] liegt dieser in einem Bereich von 0,93 bis 0,98, wobei 0,95 eine gängige Approximation darstellt.

$$\epsilon_G = 0,95 \cdot (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}) \quad (3.34)$$

Eine weitere Strahlungsquelle bilden die im Rauchgas mitgeführten Feststoffe. Sie werden allgemein unter dem Begriff Staub zusammengefasst und bestehen größtenteils aus der Flugasche, aber auch aus Koks- und Rußpartikeln. Der Emissionsgrad der Festkörperstrahlung ϵ_{St} wird nach dem Zweiflussmodell aus [38] - Abschnitt Kd berechnet. Hierdurch wird auch die Rückwärtsstreuung bei höheren Partikelbeladungen berücksichtigt. In ϵ_{St} (3.35) gehen der mittlere

Partikeldurchmesser d_{St} , mittlere Staubdichte ρ_{St} , Staubbelastung B_{St} (3.36) und die gleichwertige Schichtdicke des Gasraumes mit ein.

$$\epsilon_{St} = f(d_{St}, \rho_{St}, B_{St}, s_{gl}) \quad (3.35)$$

$$B_{St} = (x_{A,RG} + x_{Cu,RG}) \cdot \rho_{RG} \quad (3.36)$$

Der errechnete Staub-Emissionsgrad und Gas-Emissionsgrad werden dann nach Gleichung (3.37) zu einem gekoppelten Gas-Staub-Emissionsgrad zusammengefasst.

$$\epsilon_{GSt} = \epsilon_G + \epsilon_{St} - \epsilon_G \cdot \epsilon_{St} \quad (3.37)$$

Mit diesen Werten ist man in der Lage, den Anteil der vom Rauchgas emittierten Strahlung zu berechnen. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die spezielle Flammenstrahlung in der Brennkammer, die durch glühende Kohleteilchen hervorgerufen wird, nicht gesondert betrachtet wird, da die Berechnung des Emissionsgrades des leuchtenden Flammenkörpers mit einigen Unsicherheiten verbunden ist - siehe dazu [31].

3.6.2 Absorptionsgrad

Nicht nur das Rauchgas strahlt auf die Wand ein, sondern die Wand strahlt ihrerseits auch auf das Gas zurück. Die Wand kann, ebenso wie auch die Partikel, als grauer Strahler angesehen werden. Das bedeutet, es wird, unabhängig von der Wellenlänge, nur ein bestimmter Teil der maximal möglichen Strahlung emittiert und absorbiert. Dieser Sachverhalt findet durch den Emissionsgrad der Wand ϵ_W Berücksichtigung. Raue, oxidierte und verschmutzte Wände, wie sie bei Feuerungen üblich sind, besitzen Emissionsgrade, die nur wenig kleiner als 1 sind. [31] gibt für solche Bedingungen ein ϵ_W im Bereich von 0,8 bis 0,95 an.

Die von der Wand emittierte Strahlungsleistung wird durch den Absorptionsgrad des Rauchgases bestimmt. Dieser wird ähnlich wie der Gas-Emissionsgrad berechnet - mit dem Unterschied, dass anstelle der Gastemperatur T_G , die Wandtemperatur T_W eingesetzt wird. Zusammen mit dem Verhältnis beider Temperaturen zueinander, erhält man die jeweiligen Absorptionsgrade für CO_2 und H_2O (3.38).

$$a_i = f(p_G, T_G, T_W, y_i, s_{gl}) \quad (3.38)$$

Die Überdeckung der Einzel-Absorptionsgrade und die Kopplung mit dem Staub erfolgt analog zum Emissionsgrad. Mit Kenntnis der Emissionsgrade von Gas, Staub und Wand sowie des Gas-Absorptionsgrades, lässt sich nun die komplette vom Gas an die Wand übertragende Wärmestromdichte (3.39) ermitteln.

$$\dot{q}_{GW, str} = \epsilon_{GW} \cdot \sigma \cdot (\epsilon_{GSt} \cdot T_G^4 - a_{GSt} \cdot T_W^4) \quad (3.39)$$

$$\epsilon_{GW} = \frac{\epsilon_W}{1 - (1 - a_{GSt}) \cdot (1 - \epsilon_W)} \quad (3.40)$$

Da der Wärmeübergang durch Strahlung und der durch Konvektion physikalisch unterschiedlichen Gesetzen folgt, können beide Wärmeströme addiert werden. Im Ergebnis erhält man die gesamte, durch Konvektion und Strahlung übertragene, Wärmestromdichte (3.41).

$$\dot{q}_{ges} = \dot{q}_{str} + \dot{q}_{konv} \quad (3.41)$$

3.7 Druckverlust

3.7.1 Druckverlust in Rohren und Armaturen

Der Druckverlust in Rohrleitungen bzw. von Ventilen und Drosseln wird mithilfe der Druckverlustgleichung beschrieben:

$$\Delta p = \frac{\rho v^2}{2} \left(\Lambda_R \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \quad (3.42)$$

Der Druckverlust von Rohren wird durch die Rohrrinnendurchmesser d und die Rohrlänge sowie der Rohrreibungszahl Λ_R quantifiziert. Λ_R wiederum ist eine Funktion von der Reynolds-Zahl und der Wandrauigkeit. Der Druckverlust von Blenden, Krümmern und Formstücken wird durch die Widerstandszahl ζ , welche aus Tabellen entnommen werden kann, ausgedrückt.

3.7.2 Druckverlust von in Strömungsrichtung orientierten Einbauten

In Strömungsrichtung orientierte Einbauten bilden einen Strömungskanal, ein Beispiel hierfür sind die Tragrohre des Überhitzers 1. Der Druckverlust hierin kann wie der Druckverlust in einem Rohr berechnet werden (3.42), wenn für einen beliebigen Querschnitt der hydraulische Durchmesser d_{hyd} eingesetzt wird. Dieser ergibt sich nach (3.44) aus der, vom Medium durchströmten, Querschnittsfläche A_q und dem benetzten Umfang u .

Für eine ausgebildete turbulente Strömung bei hydraulisch rauer Kanaloberfläche ist der Widerstandsbeiwert Λ_K alleinig durch die Oberflächenrauigkeit k bestimmt (3.43), welche bei verkrusteten Oberflächen infolge Rauchgasexposition bis zu 4 mm betragen kann [38].

$$\Lambda_K = 1 / (-2 \cdot \log \left(\frac{d_{hyd}}{k} \right) + 1,14)^2 \quad (3.43)$$

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot A_q}{u} \quad (3.44)$$

3.7.3 Druckverlust von Rohrbündeln quer zur Strömungsrichtung

Der Druckverlust Δp_{Rb} , hervorgerufen durch die Umströmung von Rohrbündeln, wird nach (3.45) berechnet. Er steigt linear mit jeder zusätzlichen Rohrreihe z_l an. Der Widerstandsbeiwert ζ_{Rb} wird aus einem laminaren und turbulentem Anteil gebildet. Er ergibt sich in einer

mehrteiligen Rechnung [31] aus den geometrischen Eigenschaften des Rohrbündels und einer eigenen Reynolds-Zahl. (3.46)

$$\Delta p_{Rb} = \zeta_{Rb} \cdot z_l \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.45)$$

$$\zeta_{Rb} = f(z_l, d_a, t_q, t_l, Re) \quad (3.46)$$

3.8 Vereinfachungen & Annahmen

Um den Modellaufwand zu verringern und die Rechenzeit zu verkürzen, werden bestimmte Annahmen getroffen und Vereinfachungen vorgenommen, welche nachfolgend aufgelistet und erläutert werden.

3.8.1 Räumliche Auflösung des Wandwärmeübergangs

Bei der Modellierung des Wandwärmeübergangs wird unterschieden nach dick- und dünnwandigen Bauteilen sowie nach Position des Bauteils. Generell wird die Berohrung der Wärmeübertrager innerhalb der Kesseldämmung als nach außen adiabat betrachtet, es treten keine Verlustwärmeströme an die Umgebung auf. Diese dünnwandigen Bauteile werden axial diskretisiert, da der Temperaturgradient in Längsrichtung aufgrund der dünnen Wandstärke sowie der Beheizung groß gegenüber dem radialen Temperaturgradienten ist.

Bei dickwandigen Bauteilen, wie z.B. den sich außerhalb der Umfassungswände des Kessels befindenden Sammlern, Verteilern und Zyklonabscheidern, wird die Wand radial diskretisiert, da der radiale Temperaturgradient aufgrund der großen Wandstärke dominiert. Für diese Bauteile wird auch der für den Temperaturverlauf in den Wänden mitbestimmende Wärmeverlust berücksichtigt. Die Wärmekapazität von kurzen Verbindungsleitungen, Drosseln und Mischern wird vernachlässigt.

3.8.2 Kleine Volumina

Bei Komponenten mit einem kleinen inneren Volumen im Verhältnis zum Durchfluss wurde dieses Volumen komplett vernachlässigt. Mathematisch bedeutet dies, dass die Massenbilanz in die stationäre Form übergeht:

$$0 = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \quad (3.47)$$

Analoges gilt für die Energiebilanz. Derart vereinfachte Komponenten besitzen in Folge keinen Energie- und Massenspeicher und zeigen somit auch kein Zeitverhalten mehr, d.h. sie reagieren instantan auf Störungen. Zulässig ist eine solche Vorgehensweise zum Beispiel bei Turbinen und Drosseln, da hier die Strömungsgeschwindigkeit groß ist im Vergleich zum Einspeichervermögen.

3.8.3 Vernachlässigung von Verbindungsrohren

Kurze Verbindungsrohre zwischen zwei Heizflächen werden nicht abgebildet, d.h. die Untermodule sind somit „direkt“ verbunden und Störungen breiten sich in Folge dessen verzögerungs- und verlustfrei zwischen diesen zwei Komponenten aus. Dies ist solange zulässig, wie die Rohrvolumina und -reibungsverluste klein gegenüber denen der modellierten Bauteile sind. Lange Steig- und Fallrohre, wie z.B. vor Eco und ZÜ 1 bzw. nach Verdampfer, ÜH 4 und ZÜ 2 werden wegen ihrer großen Länge und dem damit verbundenem Einfluss auf die Dynamik des Blocks berücksichtigt.

3.8.4 Mindestmassenstrom

Um die Stabilität des Modells zu gewährleisten, ist bei den durchströmten Komponenten immer ein Mindestmassenstrom sicherzustellen. Alle Ventile sind daher so dimensioniert, dass sie nicht vollständig schließen. Im Vergleich zu den Nennmassenströmen sind diese Mindestmassenströme jedoch gering, sodass nur geringe Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse zu befürchten sind.

3.8.5 Reines Wasser

Die Zusammensetzung des im Wasser-Dampfkreislauf befindlichen Fluids wird als reines Wasser angesehen. Gelöste Gase wie Sauerstoff oder Stickstoff, die in realem Wasser in geringen Mengen vorhanden sind, spielen ebenso keine Rolle wie gelöste Feststoffe (z.B. Salze). Es kann daher beim Modell auf eine Abschlammung von salzreichen Wasser, sowie auf eine Entgasung verzichtet werden.

3.9 Fazit

Die thermodynamischen Bilanzen für Energie und Massen bilden in Kombination mit den Beziehungen zur Beschreibung des Wärmetransports infolge, Strahlung, Konvektion und Leitung das Grundgerüst für die Modellierung thermischer Kraftwerke. Zusätzlich dazu werden die Stoffdaten der Medien Luft, Rauchgas und Wasser sowie die Materialkennwerte der im Kraftwerksbau verwendeten Stähle benötigt. Aufgrund des großen Umfangs des abzubildenden Systems werden eine Reihe von Vereinfachungen vorgenommen. So werden beispielsweise die Zustandsänderungen in den Bauteilen unter Annahme einer ideal symmetrischen Strömung nur in axialer Richtung aufgelöst. Darüber hinaus erfolgt die Abbildung der Verbrennung (siehe Anhang E) über eine klassische Verbrennungsrechnung ohne Berücksichtigung von dynamische Vorgängen, wie beispielsweise Schadstoffbildung oder Dissoziation von Rauchgasbestandteilen.

4 Modellierung thermischer Kraftwerke

4.1 Überblick und Struktur der Gesamtmodelle

Mit Hilfe der im vorherigen Kapitel beschriebenen thermodynamischen Gleichungen und Modellansätzen wurden Teilmodelle für die unterschiedlichen Komponenten der beiden zu untersuchenden Kraftwerke erstellt. Obwohl es eine große Vielzahl von unterschiedlichen Bauteilen, Behältern und Aggregaten gibt, lassen sich diese dennoch zu Gruppen von Basismodellen zusammenfassen, welche sich durch einen gemeinsamen Modellansatz auszeichnen. Die wichtigsten Vertreter sind hierbei:

- Kohlemühlen
- Brennkammer
- Wärmeübertrager
- Zweiphasenbehälter
- Turbinen
- Pumpen, Lüfter und Verdichter

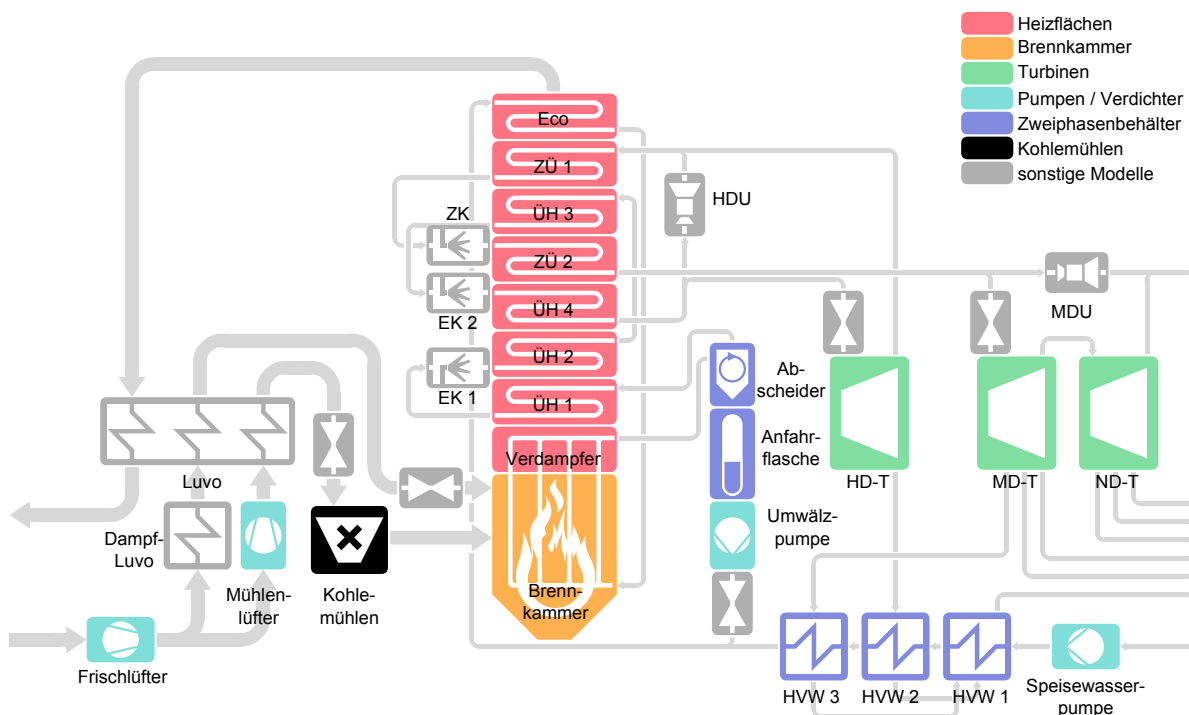


Abbildung 4.1: Struktur des Modells des Kraftwerks Rostock

Diese Teilmodelle wurden entsprechend der verfahrenstechnischen Schaltung der Anlagen miteinander verbunden und ergeben so die Gesamtmodelle der beiden Kraftwerke. Abb. 4.1 und 4.2 veranschaulichen noch einmal deren Aufbau, wobei die wichtigsten Teilmodelle entsprechend ihres Typus farblich hervorgehoben sind.

Um einen detaillierten Überblick über die Modelltiefe zu erhalten, werden in den folgenden Abschnitten diese wichtigsten Teilmodelle näher diskutiert. Darüber hinaus finden noch weitere Teilmodelle Verwendung, wie beispielsweise für Ventile, Rohrleitungen oder Mischstellen. Auf diese soll aber aufgrund der untergeordneten Bedeutung an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden.

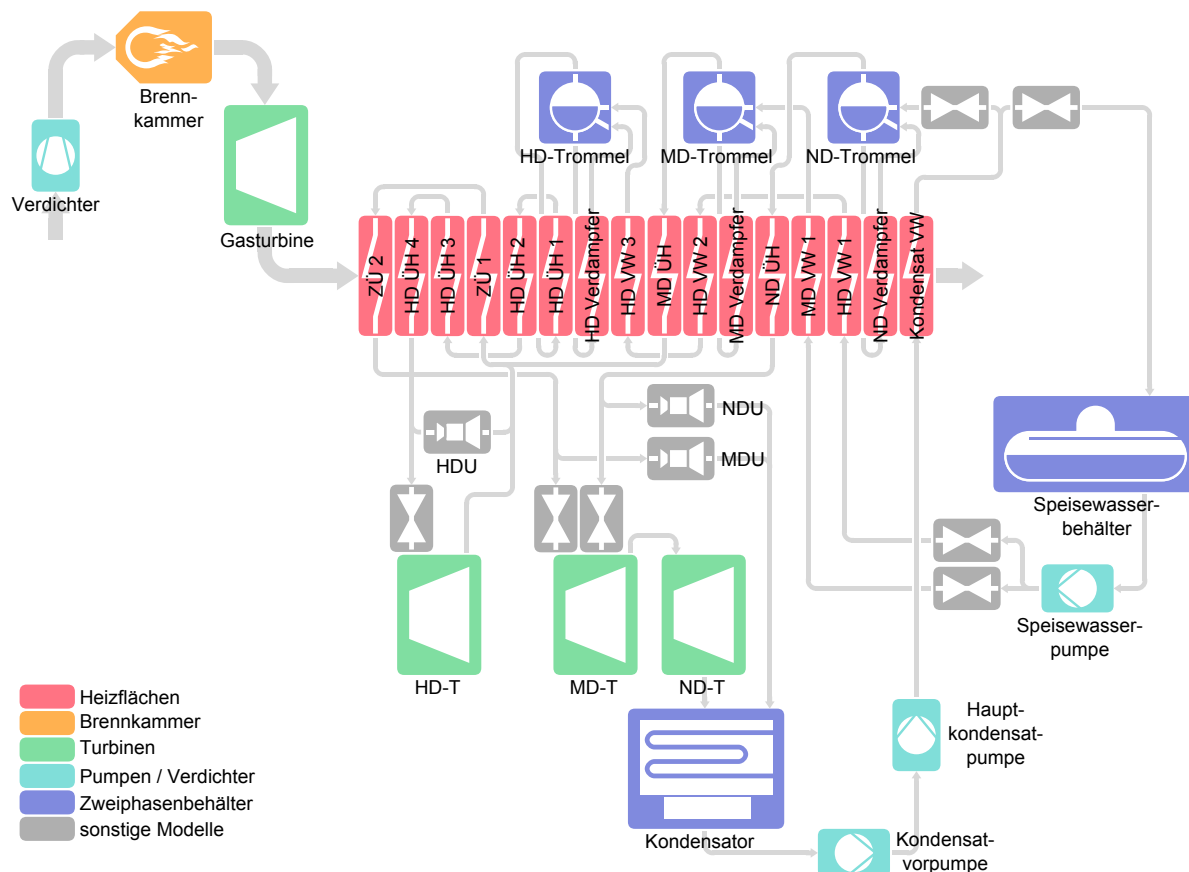


Abbildung 4.2: Struktur des Modells der kombinierten Gas- und Dampfturbinenanlage Mainz Wiesbaden

4.2 Basismodelle

4.2.1 Kohlemühlen

Das Kohleaufbereitungssystem, das den Transport von der Kohlehalde zu Bunker und Zuteiler, die Förderung zur Kohlemühle, den Mahl- und Sichtvorgang sowie den Transport zu den Brennern umfasst, ist schematisch in Bild 4.3 dargestellt. Zur Abbildung des Zeitverhaltens dieses Systems reicht es aus, das Zeitverhalten der Kohlemühle und des Transports zu den Brennern zu berücksichtigen. Der Kohlebunker entkoppelt die Halde vom Zuteiler und die Zeitkonstanten der Zuteiler können als klein gegenüber der Zeitkonstanten des Mahlvorgangs und des Stofftransports zum Brenner angesehen werden.

Das Zeit- und Speicherverhalten einer Einzelmühle soll im Folgenden mittels eines Modells beschrieben werden, hierfür wird zunächst vereinfachend angenommen:

- die Kohle befindet sich entweder im gemahlenem oder ungemahlenem Zustand, d.h. eine Unterscheidung verschiedener Partikelgrößen wird nicht vorgenommen
- innerhalb der Mühle herrscht eine homogene Temperaturverteilung
- die Mühle ist nach außen adiabat
- die Massenänderung der in der Mühle befindlichen Kohle hat einen geringen Einfluss auf die Gesamtwärmekapazität der Kohlemühle

Die Entwicklung der die Kohlemühlen beschreibenden Differentialgleichung beruht im Wesentlichen auf Annahmen, die in der Arbeit von Niemczyk et al. [68] getroffen wurden. Die

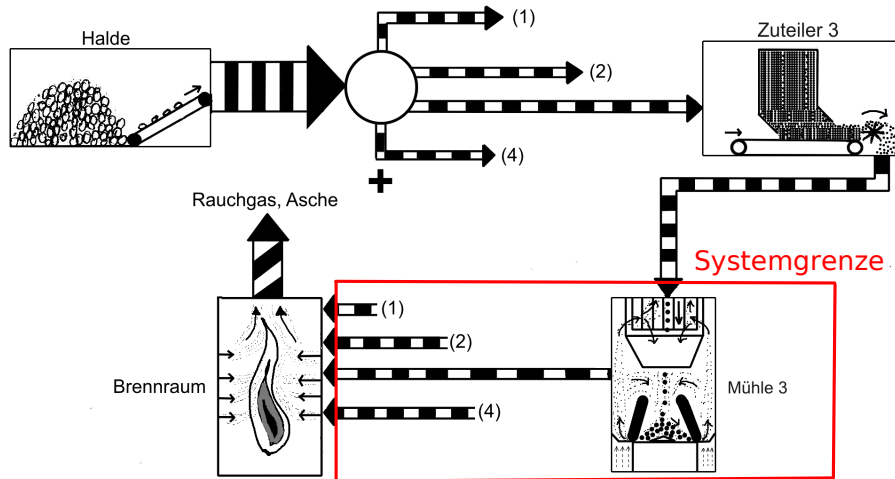


Abbildung 4.3: Kohleaufbereitung im Schema

Modellierung beginnt wie bei den meisten in der Literatur zu findenden Ansätzen mit einer Einteilung der Mühle in Funktions- bzw. Speicherräume und der Bilanzierung der Massenströme. Anschließend werden die Verhältnisse von Massenströmen und den Massen in den Speicherräumen untersucht und durch vereinfachte Annahmen Ansätze gefunden, die es dann ermöglichen, das Modell auf drei Differentialgleichung zu reduzieren.

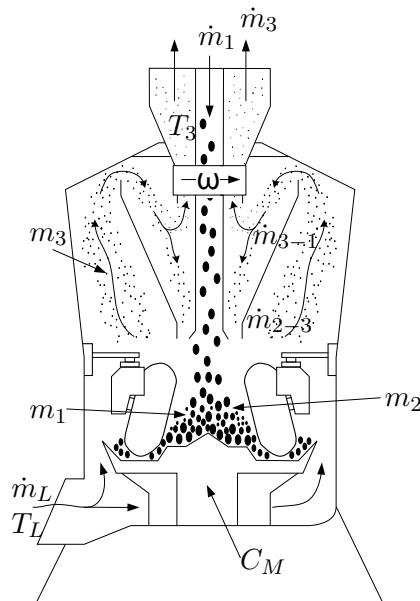


Abbildung 4.4: Speicherräume und Massenströme in Steinkohlemühlen [68]

Die Funktionsräume werden gemäß Abb. 4.4 eingeteilt und dann bilanziert. Dabei werden die Funktionsräume als Massenspeicher behandelt. Die zeitliche Änderung des Massenspeicherinhalts ergibt sich durch eingehende und ausgehende Massenströme

$$\frac{dm_1}{dt} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{3-1} - \dot{m}_{1-2} \quad (4.1)$$

$$\frac{dm_2}{dt} = \dot{m}_{1-2} - \dot{m}_{2-3} \quad (4.2)$$

$$\frac{dm_3}{dt} = \dot{m}_{2-3} - \dot{m}_{3-1} - \dot{m}_3 \quad (4.3)$$

hierin ist m_1 die ungemahlene Kohle auf dem Teller, m_2 die bereits gemahlene Kohle und m_3 die Kohle in der Tragluft. Die Kopplung der Gleichungen kann unter Annahme der folgenden Vereinfachungen hergestellt werden:

- Die Masse der ungemahlene Kohle ist abhängig von dem zugeführten Massenstrom der Rohkohle, dem Massenstrom der vom Sieb zurückgeführten Kohlepartikel und der Mahlrate, welche proportional zu der auf dem Teller befindlichen Kohlemasse ist.
- Die auf dem Mühlenteller vorhandene Masse gemahlener Kohle hängt von der Mahlrate sowie der Menge von der Tragluft erfasster Kohlepartikel ab.
- Die eingespeicherte Masse an Kohlestaub in der Tragluft wird bestimmt durch den Zustrom von gemahlener Kohle vom Teller, den die Mühle verlassenden Kohlestaubmassenstrom sowie dem vom Sieb abgetrennten Kohlestaub.
- Der Sieb trennt das Grob- und Feinkorn voneinander. Das Trennverhalten ist abhängig von der Siebdrehzahl.

Die Temperatur des austretenden Kohlestaubmassenstromes wird anhand einer globalen Energiebilanz für das Gesamtsystem Kohlemühle ermittelt.

$$C_M \frac{dT_3}{dt} = \dot{m}_L c_{p,L} T_L + x_{H_2O} \dot{m}_1 c_{H_2O} T_1 + (1 - x_{H_2O}) \dot{m}_1 c_K T_1 - \dot{m}_L c_{p,L} T_3 - \dot{m}_3 c_K T_3 - x_{H_2O} \dot{m}_1 h_v + P_r \quad (4.4)$$

Die wesentlichen Zuflüsse sind der Enthalpiestrom der vorgewärmten Primärluft $\dot{m}_L c_{p,L} T_L$, die Reibleistung P_r des Mahlvorganges, sowie die Enthalpie des Brennstoff $(1 - x_{H_2O}) \dot{m}_1 c_K T_1$ samt enthaltenem Wasser $x_{H_2O} \dot{m}_1 c_{H_2O} T_1$. Die vorgewärmte Frischluft wird genutzt, um das im Brennstoff enthaltene Wasser zu verdampfen und den Brennstoff anzuwärmen. Die Wärmekapazitäten aller Massen der Mühle werden in C_M zusammengefasst.

Um den Betrieb in unterer Teillast bei Abschaltung einzelner Mühlen abzubilden, werden die vier Mühlen des Kraftwerks unabhängig voneinander modelliert. Die sich ergebenden Austrittsmassenströme der Einzelmühlenmodelle werden dann jedoch zur Ermittlung des aktuellen Gesamtbrennstoffmassenstroms aufsummiert und an das im folgenden Abschnitt beschriebene Brennkammermodell übergeben.

4.2.2 Brennkammer

Aufgrund der komplexen dreidimensionalen, instationären Verbrennungsabläufe innerhalb der Brennkammer, bietet sich eine gesamtheitliche Betrachtung dieses Volumens an. Dementsprechend findet das einfache Prinzip des sogenannten idealen Rührkessels, aus [38] - Abschnitt Ke, Anwendung. Dabei wird eine augenblickliche Verbrennung vorangestellt, diese findet entsprechend des Brennstoffes unter den im Anhang E geschilderten Bedingungen statt. Eingang finden die Stoffströme von Luft und Brennstoff, sowie die im Brennstoff chemische gebundene Energie in Form des Heizwertes H_u . Hieraus resultiert ein heißes Ab- bzw. Rauchgas, welches mit seiner adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} am Brennkammereintritt vorliegt. Im Falle der Kohleverbrennung entsteht direkt bei der Verbrennung zusätzlich die abgeschiedene Bettasche - auch Schlacke genannt. Die Schlacke enthält zudem einen bestimmten Prozentsatz an

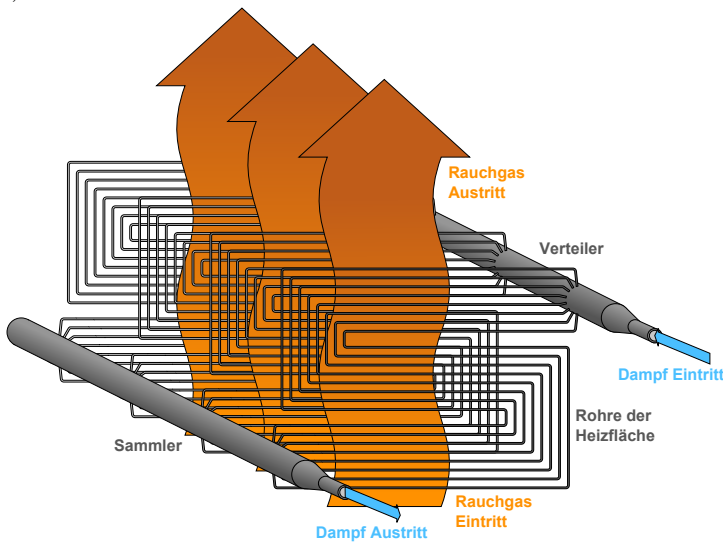
unverbranntem Kohlenstoff (Ruß und Koks). Ihre Enthalpie kann zur Dampferzeugung nicht genutzt werden und stellt somit einen Verlust dar, wohingegen für die Erdgasverbrennung ein vollständiger Stoffumsatz angenommen wird.

Innerhalb der Kammer wird eine homogene Gastemperatur T_G angenommen, welche identisch mit der Temperatur am Brennkammerende ist. Diese stellt sich entsprechend dem Gleichgewicht zwischen Enthalpieverlust des Ab- bzw. Rauchgases und Wärmeübertragung (Steinkohlekraftwerk) an die Brennkammerwand ein. Die Gasturbinenbrennkammer wird aufgrund der Isolierung mit keramischen Kacheln als adiabat betrachtet.

4.2.3 Heizflächen

Zentrales Element eines jeden auf dem Clausius-Rankine-Prozesses basierenden thermischen Kraftwerks ist ein Dampferzeuger, welcher eine unterschiedliche Anzahl an Heizflächen besitzt. Diese Heizflächen können verschiedenste Geometrien aufweisen und als Gegen-, Kreuz- oder Gleichstromwärmeübertrager vorliegen. Um die Heizflächen im Rahmen eines Kraftwerksgesamtmodells abzubilden, müssen die geometrischen Verhältnisse der Heizflächen vereinfacht werden.

a) Geometrie einer Überhitzer Heizfläche



b) Reduzierte Geometrie des Modells

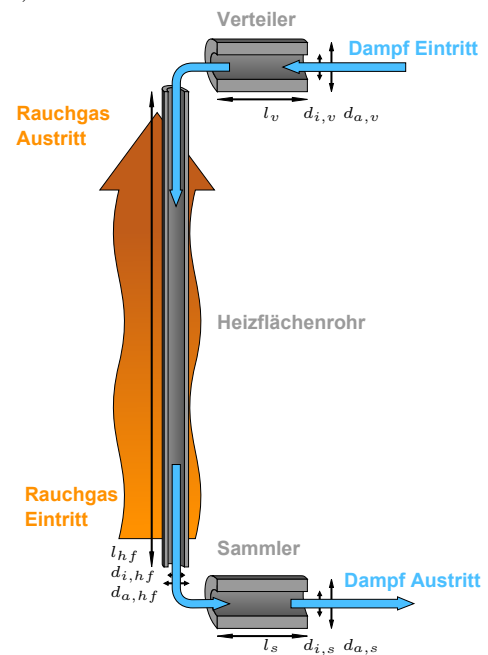


Abbildung 4.5: Vereinfachung der Heizflächengeometrie unter der Annahme symmetrischer Strömungsverhältnisse in den parallelen Heizflächenrohren

In Abb. 4.5 ist am Beispiel einer im Gegen-Kreuzstrom geschalteten Überhitzerheizfläche mit dazugehörigem Verteiler und Sammler die komplexe Geometrie illustriert. Zu Erkennen ist zum Einen, dass nicht alle Heizflächenrohre die gleiche Form und Länge aufweisen und dass es aufgrund der Einbaulage, z.B. zentral oder am Rand befindlich, zu asymmetrischen Beheizungen kommen kann. Weiterhin liegt im Kessel ein dreidimensionales und instationäres Strömungs- und Temperaturfeld vor, welches z.B. im Falle der Kohlestaubfeuerung, durch Feuerungsschieflagen heiße und kalte Rauchgasstrahlen aufweisen kann. Auch verursachen stromaufwärts gelegene Rohrbündel aufgrund ihres turbulenten Nachlaufes eine inhomogene Anströmung nachfolgender Heizflächen.

Um den auf der Gasseite stattfindende Wärmeübergang im Rahmen eines Kraftwerksgesamtmodells abbilden zu können, wird vereinfachend eine ideal symmetrische Rauchgasströmung angenommen. Folglich wird das dreidimensionale Strömungsfeld auf eine axiale Abhängigkeit reduziert, wodurch die zuvor genannten Feuerungsschiefen oder Fehlbeheizungen unberücksichtigt bleiben. Konsequenterweise werden auch alle parallelen Dampfströme in den einzelnen Heizflächenrohren als symmetrisch betrachtet und die Rohrgeometrie wird auf reinen Gleich- oder Gegenstrom reduziert.

Mit den in Abb. 4.5 eingeführten geometrischen Abmessungen

- Anzahl der parallelen Heizflächenrohre $n_{h,f}$
- gemittelte Länge der Heizflächenrohre $l_{h,f}$
- Innen- und Aussendurchmesser der Heizflächenrohre $d_{i,h,f}$ und $d_{a,h,f}$
- Geometrie des Verteilers mit Länge l_v , sowie Innen- und Aussendurchmesser $d_{i,v}$ und $d_{a,v}$
- Abmessungen des Sammlers mit Länge l_s , sowie Innen- und Aussendurchmesser des Sammlers $d_{i,s}$ und $d_{a,s}$
- im Fall von gerippten Heizrohren zusätzlich die Rippengeometrie und -abmessungen

und den Stoffdaten der innen und außen strömenden Medien, sowie den Eigenschaften des verwendenden Rohrmaterials (vgl. Anhang F), sowie den Strömungseigenschaften, wie Geschwindigkeit, Turbulenzgrad und Strömungsrichtung, ist die Berechnung des Wärmeübergangs mittels halb empirischer Korrelationen entsprechend Abschnitt 3.5 und 3.6 möglich.

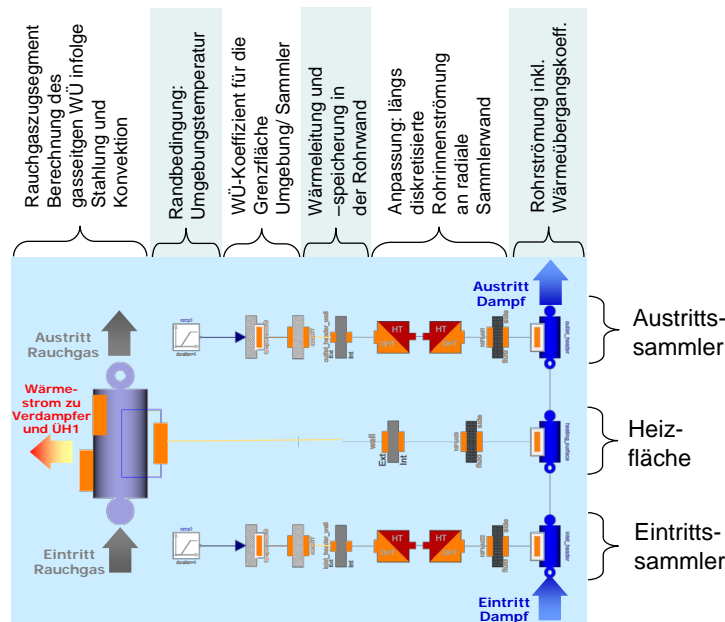


Abbildung 4.6: Struktur des Heizflächenmodells am Beispiel eines Überhitzers

In Abb. 4.6 ist der Aufbau des Modells eines Wärmeübertragers dargestellt und soll einen Überblick über die Modellierung auf System-Ebene vermitteln. So wird eine Heizfläche durch mehrere Teilmodule repräsentiert: Ein Ab- bzw. Rauchgassegment für die Abbildung des gaseitigen Wärmeübergangs infolge Konvektion und Strahlung, ein Modul für die Wärmeleitung in den Rohrwänden und einem weiteren Submodell für die Modellierung der eindimensionalen Rohrströmung und der an der Rohrinnenfläche auftretenden konvektiven Wärmeübertragung.

Die vor und nach den Heizflächen angeordneten Ein- und Austrittssammler sind für die zu untersuchende Fragestellung von besonderer Bedeutung. Die in diesen Bauteilen auftretenden räumlichen und zeitlichen Temperaturschwankungen sind maßgeblich für die zulässigen Lastgradienten. Daher wird die Wärmezu- und abfuhr in den dickwandigen Sammlern ebenfalls berücksichtigt. Die Bauteilwand wird dabei nur in radialer Richtung räumlich diskretisiert. Wandtemperaturänderungen längs der Strömungsrichtung werden vernachlässigt, da die Sammler unbeheizt sind.

Für die Berücksichtigung der abgasseitigen Verschmutzung und Korrosion der Heizfläche wird ein Abschwächungsfaktor in Gleichung (3.41) eingeführt, welcher als *Dirtlevel* (DL) bezeichnet wird. Er entspricht einer relativen Absenkung des Wärmestromes zwischen Rauchgas und Wand.

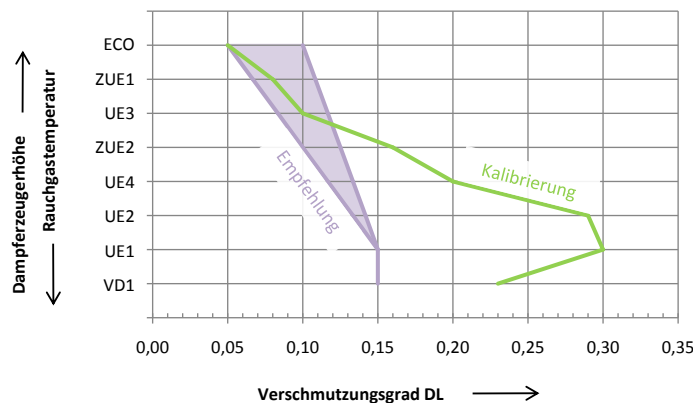


Abbildung 4.7: Ermittelter Verschmutzungsgrad der Heizflächen des Kraftwerks Rostock

Für kohlebefeuerte Anlagen führt die Bedeckung mit Asche, Ruß und Koks-Partikeln zu einem deutlichen Wärmeleitwiderstand, der den übertragenen Wärmestrom herabsetzt. Um dem entgegen zu wirken, werden im Kraftwerksbetrieb alle Heizflächen periodisch von ausfahrbaren Lanzenbläsern mit Dampf, Wasser oder Luft gereinigt. Tendenziell steigt der Grad der Verschmutzung mit der Rauchgastemperatur an. Je höher die Temperatur, desto weicher werden die Festkörper im Rauchgas und neigen eher zum Anlagern. In der Brennkammer wird demnach ein hoher Verschmutzungsgrad erwartet, welcher zum Dampferzeuger-Ende hin abnimmt.

Der für jede Heizfläche durch Kalibrierung ermittelte Verschmutzungsgrad geht aus Abb. 4.7 hervor. Gut ersichtlich ist die Tendenz der Verschmutzungszunahme bei hohen Rauchgastemperaturen. Der Einbruch beim Verdampfer-Unterteil (VD1) ist der Idealisierung der Brennkammer geschuldet. Zum einen bewirkt die konstante Wärmestromdichte des räumlich gemittelten Modells der Brennkammer gegenüber dem realen, höhenabhängigen Verlauf, eine veränderte Wärmeaufnahme und Siedeverlauf. Zum anderen führt die Vernachlässigung der Membranwand-Rohrkrümmung, zu einer ca. 20 % kleineren Brennkammerwandfläche. Dadurch verringert sich der übertragene absolute Wärmestrom und es bedarf keiner so hohen *DL*-Werte zum Austarieren.

Zum Vergleich der ermittelten *DL*-Werte sind die nach [20] verwendeten bzw. empfohlenen Werte aufgetragen. Die Abweichung zu diesen Werten ließe sich durch eine Überbewertung der Wärmeübertragung durch Vernachlässigung oder Idealisierung der Geometrie.

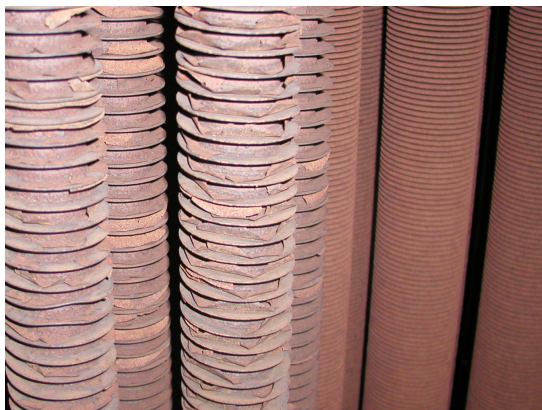


Abbildung 4.8: Heizrohre des Abhitzedampferzeugers mit Korrosionsschicht

Für die Ergasfeuerung ist von keiner Verschmutzung der Rohrbündel durch Ruß oder Asche auszugehen, jedoch ist auf fotografischen Aufnahmen der Heizrohre deutlich eine Korrosionsschicht erkennbar (siehe Abb. 4.8), welche sich negativ auf die Wärmeübertragung auswirkt. Somit werden geringe *Dirtlevel* mit Werten von 0,05 bis 0,1 angenommen.

4.2.4 Zweiphasenbehälter

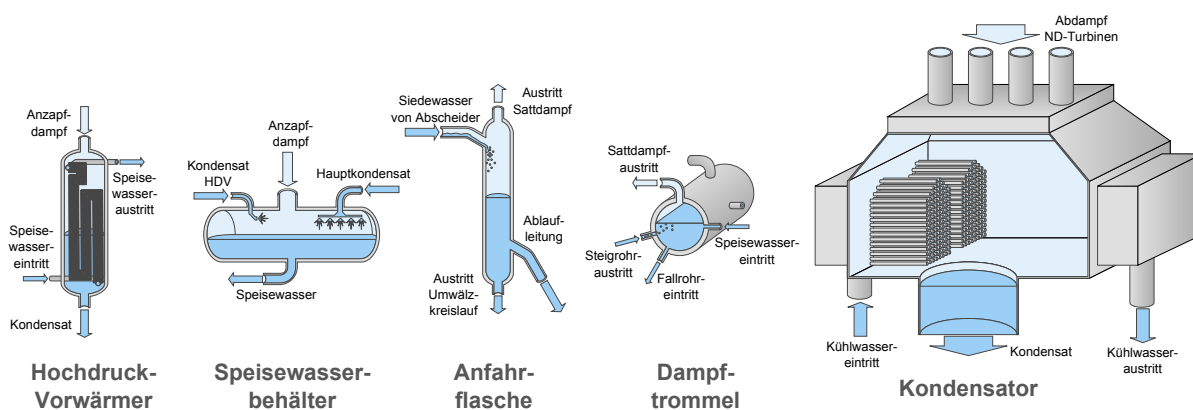


Abbildung 4.9: Typische Bauformen von Zwei-Phasen-Behältern in Kraftwerken

Zweiphasenbehälter sind zentrale Elemente unter den verfahrenstechnischen Komponenten des Wasserdampfkreislaufes. Sie können unterschiedliche geometrische Formen und Lagen aufweisen und sind teilweise mit strömungstechnischen Einbauten oder Wärmeübertragern versehen. Abb. 4.9 gibt einen Überblick über die gebräuchlichsten Vertreter.

Am Beispiel einer Dampftrommel soll im Folgenden die Modellierung der Zweiphasenbehälter erläutert werden. Die Dampftrommeln haben eine zylindrische Form mit horizontaler Ausrichtung. Die Struktur und die Nomenklatur ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Auf die Modellierung einer Abschlammung wird hier verzichtet, da das Wasser als rein angesehen wird.

Bilanzierung von Energie und Masse

Unter der Annahme einer homogenen Dampf- und Wassertemperatur werden entsprechend Abschnitt 3.2 Masse und innere Energie der Dampf- und Wasserphase separat bilanziert. Diese Trennung erlaubt die Modellierung von Zuständen außerhalb des thermodynamischen Gleichge-

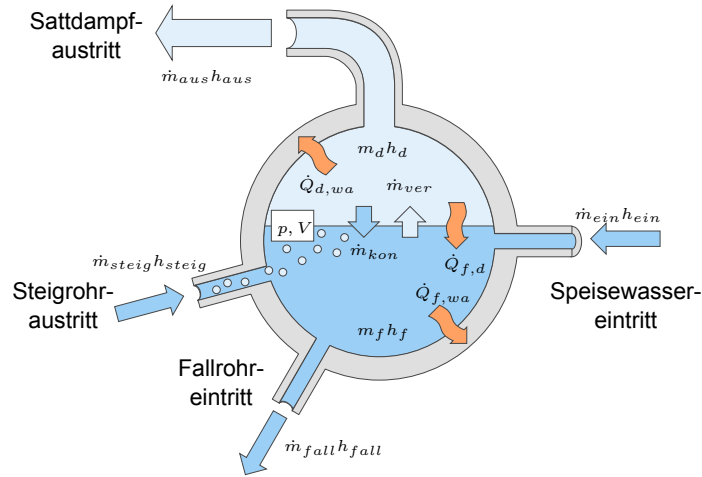


Abbildung 4.10: Veranschaulichung des Modellansatzes für Zweiphasenbehälter am Beispiel der Trommel wichtet zwischen Wasser- und Dampfphase. Die Massenbilanzen für die flüssige (f) und für die Dampfphase (d) stellen sich wie folgt dar:

$$\frac{dm_d}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot x_i + \dot{m}_{ver} - \dot{m}_{kon} \quad (4.5)$$

$$\frac{dm_f}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot (1 - x_i) - \dot{m}_{ver} + \dot{m}_{kon} \quad (4.6)$$

Hierbei benennt der Index *ver* die Verdampfung und *kon* die Kondensation. Die Zu- und Abflüsse ergeben entsprechend Abb. 4.9:

- $i = 1$ bzw. *ein* für den Zustrom von Speiswasser
- $i = 2$ bzw. *fall* für das in die Fallrohre strömende Wasser
- $i = 3$ bzw. *steig* für das aus den Steigrohren zurückströmende Wasser-Dampf-Gemisch
- $i = 4$ bzw. *aus* für den in die Überhitzer strömenden Sattdampf

Die eintretenden Massenströme werden dabei entsprechend ihrer Wasser- und Dampfanteile getrennt und der jeweiligen Phase zugeordnet. Für austretenden Massenströme ergibt sich der Dampfanteil durch die Lage des Rohranschlusses im Verhältnis zum Behälterfüllstand. Die Energiebilanzen für die beiden Phasen ergeben sich, beginnend mit der Bilanzierung der Dampfphase

$$\frac{dU_d}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot x_i \cdot h_i + \dot{m}_{ver} h'' - \dot{m}_{kon} h' - \dot{Q}_{d,f} - \dot{Q}_{d,wa} \quad (4.7)$$

$$\frac{dU_f}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot (1 - x_i) \cdot h_i - \dot{m}_{ver} h'' + \dot{m}_{kon} h' + \dot{Q}_{d,f} - \dot{Q}_{f,wa} \quad (4.8)$$

Die Wechselwirkungen der Fluidphasen mit der Trommelwand (*wa*) beschränken sich auf den Wärmeübergang, welcher über folgende Gleichungen beschrieben wird. Für den Wärmeübergang zwischen Dampf zur Wand ergibt er sich als:

$$\dot{Q}_{d,wa} = \alpha_{d,wa} \cdot A_{d,wa} \cdot (T_d - T_{wa}) \quad (4.9)$$

Und für den Wärmeübergang von der flüssigen Phase zur Wand:

$$\dot{Q}_{f,wa} = \alpha_{f,wa} \cdot A_{f,wa} \cdot (T_f - T_{wa}) \quad (4.10)$$

Eine besondere Bedeutung kommt hierbei der Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{d,wa}$ und $\alpha_{f,wa}$ zu, auf dessen Berechnung im folgenden Abschnitt genauer eingegangen werden soll.

Wärmeübergang an der Behälterwand und an innenliegenden gekühlten Rohren

Der Wärmeübergang zwischen Wasser und Behälterwand wird als freie Konvektion betrachtet, was die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{f,wa}$ entsprechend [38] erlaubt. Für die Wärmeübertragung zwischen Wand und Dampf kommt es für den Fall einer Wandtemperatur unterhalb der Satttdampftemperatur zur Kondensation des Dampfes an den Wänden. Die Modellierung dieses Phänomens erfolgt unter der Annahme von Filmkondensation entsprechend der Nußelt'sche Wasserhauttheorie, siehe Abschnitt 3.5.2. Im Fall einer Wandtemperatur über der Dampftemperatur erfolgt die Wärmeübertragung alleinig durch Konvektion. Entscheidend ist, dass im ersten Fall der Wärmeübergangskoeffizient 10 bis 100 mal größer ist als im zweiten Fall.

Wechselwirkungen an der Phasengrenze

Ein besonderes physikalisches Phänomen stellt die Wechselwirkung der beiden Phasen im Behälter dar. Das Thema ist recht komplex, da diese durch strömungstechnische Einbauten massiv beeinflusst wird, beispielsweise wird im Fall des Speisewasserbehälters das Kondensat über eine sog. Storkbrause eingebracht. Durch die feine Zerstäubung des Kondensats in die Dampfphase wird eine sehr guter Energieaustausch zwischen den Phasen ermöglicht und somit eine ausreichende Erwärmung des Speisewassers sichergestellt.

Jedoch auch im Fall einer freien Oberfläche lassen sich für die Modellierung des Wärmeübergangs in der Literatur verschiedene Aussagen finden. So wird in [35] angenommen, Wechselwirkungen zwischen den beiden Phasen seien vernachlässigbar. Andere Autoren, beispielsweise [32] oder [16] geben Berechnungsmethoden über empirische Koeffizienten an, welche im Weiteren kurz erläutert werden sollen. Die Wechselwirkungen kann auf zwei Arten erfolgen, die vereinfachend separat behandelt werden. Zunächst lässt sich bei einer Temperaturdifferenz zwischen beiden Phasen ein Wärmestrom nach folgender Gleichung beschreiben:

$$\dot{Q}_{d,f} = \alpha_{d,f} \cdot A_{d,f} \cdot (T_d - T_f) \quad (4.11)$$

Der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{d,f}$ lässt sich nach unterschiedlichen Ansätzen ermitteln. So lässt sich der Wärmeübergangskoeffizienten entsprechend [38] über die Annäherung einer freien Konvektion über einer ebenen Fläche mit Hilfe von Vergleichskennzahlen beschreiben. Der ermittelte Wert aber ist im Vergleich zu Literaturwerten sehr gering und somit als nicht plausibel anzusehen. Die Ursache liegt in der Vernachlässigung des ständigen Stoffaustausch

zwischen den Phasen an der Grenzfläche. Unter Berücksichtigung dieses Sachverhaltes lässt sich nach [21] ein Wärmeübergangskoeffizient ermitteln.

Weiterhin kann es infolge von Zustandsänderungen zu Kondensation oder Verdampfung im Behälter kommen, treibende Kraft hierfür ist die Überhitzung der Wasserphase bzw. die Unterkühlung der Dampfphase. Der Massenstrom der Kondensation bzw. Verdampfung wird somit über die Differenz der Enthalpie der Phase zur Siede- h' und Tauenthalpie h'' , sowie einer Zeitkonstante τ beschrieben:

$$\dot{m}_{ver} = m_f \frac{1}{\tau_{ver}} \cdot \frac{h_f - h'}{h'' - h'} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{kon} = m_d \frac{1}{\tau_{kon}} \cdot \frac{h' - h_d}{h'' - h'} \quad (4.13)$$

Eine Quantifizierung dieser Zeitkonstanten ist aufgrund mangelnder Literatúraussagen schwierig. Auf eine weitere Vertiefung wird jedoch verzichtet, da die Phänomene für das Gesamtsystem nicht von entscheidender Bedeutung sind. Die thermodynamische Kopplung der beiden Phasen ist jedoch wichtig, um ein Auseinanderdriften der Stoffwerte zu vermeiden und so die Stabilität des Systems zu gewährleisten.

4.2.5 Turbinen

Bilanzgleichungen

Die Bilanzierung von Masse und Energie für Turbinen erfolgt entsprechend der Gleichungen 3.4 und 3.5. Vereinfachend ist das Energie- und Massenspeichervermögen im Dampf vernachlässigt und die Druckdifferenz stellt sich entsprechend des Dampfkegelgesetzes ohne Berücksichtigung der Impulsströme ein. Die Turbinenleistung \dot{W}_t resultiert aus der Energiebilanz, welche sich entsprechend der zuvor getätigten Annahmen auf die Form reduziert

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q} \quad (4.14)$$

hier ist \dot{Q} der Wärmestrom zwischen Dampf und Turbinenwelle, auf den im Folgenden noch genauer eingegangen wird. Die Austrittsenthalpie h_2 kann mittels des isentropen Turbinenwirkungsgrad η_{is} errechnet werden:

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_{2,real}}{h_1 - h_{2,is}} \quad (4.15)$$

Dabei ist $h_{2,is}$ die Austrittsenthalpie bei isentroper Expansion, die sich anhand des Austrittsdruckes über die hinterlegten Stoffwertefunktionen berechnen lässt. Der Turbinenwirkungsgrad ist eine Funktion vieler verschiedener Größen, wie beispielsweise Druck, Temperatur, Massenstrom oder Last. Vereinfacht wurde im Modell eine reine Lastabhängigkeit hinterlegt. Die Wirkungsgrade über Last sind in Tab. 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.1: Turbinenwirkungsgrade über Last für die HD- und MD- Stufe der Dampfturbinen der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

	Turbinenleistung [MW]		
	121	131	147
$\eta_{iMD}[\%]$	90,17	90,41	90,72
$\eta_{iHD}[\%]$	89,37	89,91	90,07

Abbildung der hydraulischen Kennlinie

Der Zusammenhang zwischen Druckdifferenz über der Turbinenstufe und Massenstrom kann mit hoher Genauigkeit durch das Dampfkegelgesetz nach Stodola wieder gegeben werden:

$$\dot{m} = Kt \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{PR}^2} \quad (4.16)$$

mit

$$Kt = \dot{m}^* \cdot \frac{\sqrt{p_1^*}}{\sqrt{p_1^{*2} - p_2^{*2}} \cdot \sqrt{\rho_1^*}} \quad (4.17)$$

und

$$PR = \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.18)$$

Für nähere Informationen zu Vereinfachungen und Annahmen des Dampfkegelgesetzes wird auf die Literatur verwiesen (z.B. Sigloch [80]).

Besonderheiten der Gasturbine

Bei der Modellierung der Gasturbine werden die Energiebilanz (4.14) und die Expansionsgleichung (4.15) wie bei der Dampfturbine aufgestellt. Statt der Stoffdaten für Wasserdampf wird lediglich auf Stoffwerte des Abgases zurückgegriffen. Die Berechnung der Drücke bei Teillast erfolgt in analoger Weise wie bei der Dampfturbine durch das Stodola'sche Dampfkegelgesetz (4.16).

Wärmeübertragung an die Welle

Die Wärmekapazität der Turbinenwelle ist signifikant und ist speziell im instationären Betrieb sowie während des Anfahrens von Bedeutung. Die Berechnung des Temperaturfeldes in der Turbinenwelle erfolgt nach Gleichung 3.9.

Der zuvor erwähnte Wärmestrom \dot{Q} wird vereinfachend über Newtons Gesetz der Wärmeübertragung (3.10) und einen Nusseltansatz zur Bestimmung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt, da der Aufwand für eine CFD-basierte Modellierung im Rahmen der eindimensionalen Modellierung den Zugewinn an Rechengenauigkeit nicht rechtfertigt.

Für den Zweck einer betriebsbegleitenden Temperaturüberwachung ist die Güte des Modells ausreichend hoch und gut geeignet. Die hier verwendete empirische Gleichung zur Berechnung

der Nusselt-Zahl stammt aus einem technischen Bericht des italienischen Energieunternehmens ENEL [14]. Sie beruht auf der einfachen Dittus-Boelter-Korrelation, berücksichtigt bei der Reynolds-Zahl-Berechnung sowohl die Meridian- als auch die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit. Die Meridiankomponente wird mit dem Term

$$Re = \frac{2 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \eta \cdot d_W} \quad (4.19)$$

und die Umfangskomponente mit dem Term

$$Re = \frac{\omega \cdot d_W \cdot (d_G - d_W) \cdot \rho}{4 \cdot \eta} \quad (4.20)$$

berücksichtigt. In der Nusselt-Berechnung erfolgt dann die Addition der beiden Terme.

$$Nu = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{2 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \eta \cdot d_W} \right)^2 + \left(\frac{\omega \cdot d_W \cdot (d_G - d_W) \cdot \rho}{4 \cdot \eta} \right)^2 \right]^{0,4} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.21)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient berechnet sich mit:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_G - d_W} \quad (4.22)$$

Die Differenz zwischen Gehäuse- und Wellendurchmesser stellt dabei die charakteristische Länge dar.

4.2.6 Pumpen, Lüfter und Verdichter

Bilanzgleichungen

Die Bilanzierung von Masse- und Energie für Pumpen, Lüfter und Verdichter erfolgt entsprechend der Gleichungen 3.4 und 3.5, wobei alle Aggregate als nach außen hin adiabat betrachtet werden. Im Falle von Pumpen wird aufgrund der hohen Dichte von Wasser auch das innere Volumen der Pumpe berücksichtigt. Daraus folgt für die Massenbilanz:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (4.23)$$

Und für die Energiebilanz:

$$\frac{dU}{dt} = h_1 \dot{m}_1 - h_2 \dot{m}_2 + \dot{W}_t \quad (4.24)$$

Der Energiebedarf sowie der Eintrag von Verlustwärme ins Fluid ergeben sich ebenso aus dem hydraulischen Wirkungsgrad η_{is} der Strömungsmaschine.

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_{2,is}}{h_1 - h_{2,real}} \quad (4.25)$$

Aufgrund der im Vergleich zur Turbine umgekehrten Energieflussrichtung ist Gleichung (4.25) reziprok zum Turbinenwirkungsgrad definiert.

Abbildung der Strömungscharakteristik mittels Kennfelder

Das Verhalten von Pumpen, Lüftern und Verdichtern wird mithilfe von Kennfeldern beschrieben. Hierbei wird der resultierende Volumenstrom bei vorgegebener Drehzahl und Druckdifferenz aus Tabellenwerten interpoliert. In Abb. 4.11 ist dies am Beispiel einer Kondensatpumpe gezeigt.

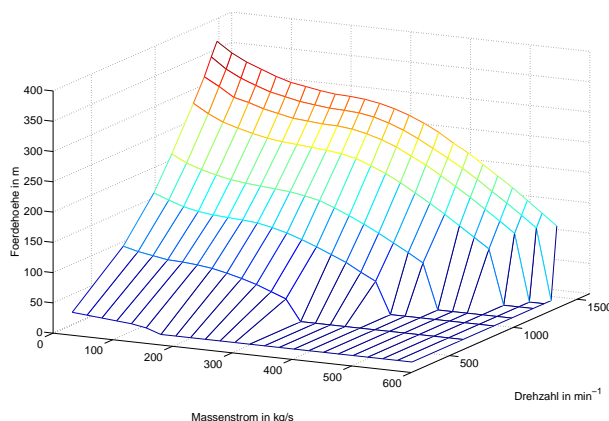


Abbildung 4.11: 3D-Kennfeld einer Kondensatpumpe

Als Besonderheit bei thermischen Strömungsmaschinen wie z.B. dem Verdichter, dem Mühlen- oder Frischlüfter ist zu nennen, dass eine Regelung nicht mittels Drehzahländerung durch einen Frequenzumrichter erfolgt, sondern durch Verstellung des Leitschaufelwinkels. Folglich ist der resultierende Massenstrom eine Funktion des Druckverhältnisses sowie des Leitschaufelwinkels.

4.3 Blockleitsystem Kraftwerk Rostock

4.3.1 Überblick über das abgebildete Blockleitsystem

Blockleitsysteme haben die Aufgabe, das Zusammenwirken von Kessel, Turbine und Generator bestmöglich miteinander zu koordinieren, um so einen effizienten und sicheren Betrieb zu gewährleisten. Grundsätzlich gilt es die eingehende Leistungsanforderung des Lastverteilers zu einer korrespondierenden Feuerungsleistung weiterzuverarbeiten, sowie den Speisewassermassenstroms an den jeweiligen Lastpunkt anzupassen. Neben diesen Kernfunktionalitäten besteht die Leittechnik aus einer Vielzahl von untergeordneten Steuer- und Regelkreisen für die Führung der zahlreichen Komponenten und Hilfsaggregate. Der Umfang wird zusätzlich durch die Anforderung nach einer hohen Betriebssicherheit in jedem Arbeitspunkt vergrößert, so dass ein Blockleitsystem prinzipiell eine sehr hohe Komplexität aufweist.

Im Rahmen der Modellierung wurde ein vereinfachtes Abbild des Blockleitsystems erstellt, welches die Steuer- und Regelung der verfahrenstechnischen Komponenten des Kraftwerksmodell ermöglicht, um so einen realistischen Betrieb widerzugeben. Abb. 4.12 zeigt die Struktur des im Modell des Kraftwerks Rostock hinterlegten Blockleitsystems. Neben der zuvor angesprochenen Verarbeitung des Leistungssollwertes zu einer gewünschten Wärmeleistung, der sog. Blockführung, sind die Hauptregelkreise des Wasserdampfkreislaufs und der Frischluftstrecke samt ihrer

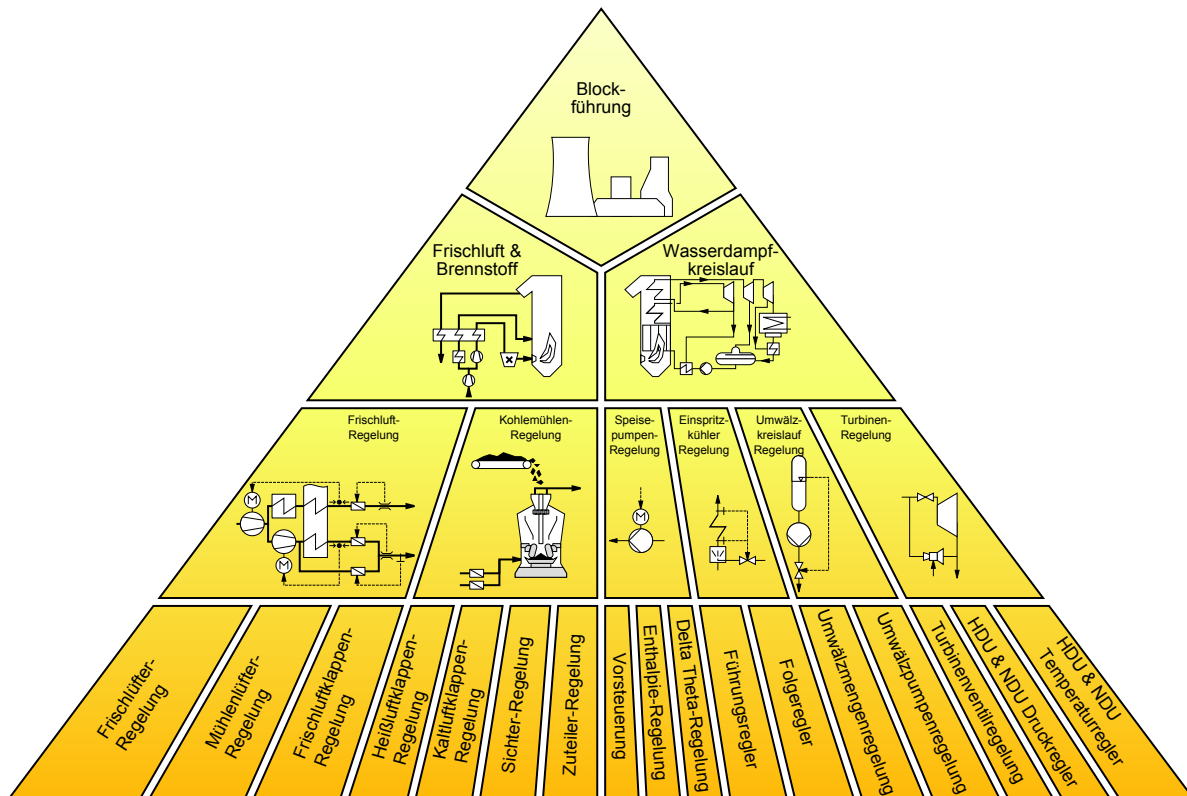


Abbildung 4.12: Übersicht über die im Modell des Kraftwerks Rostock hinterlegte Leittechnik

Unterkomponenten abgebildet. In den folgenden Abschnitten soll das Grundkonzept der Blockführung, sowie die wichtigsten im Modell hinterlegten Steuer- und Regelkreise näher vorgestellt werden, weitere Funktionalitäten sind im Anhang G zu finden.

4.3.2 Konzept der modellgestützten Blockregelung

Heutiger Stand der Technik ist das modellgestützte Blockregelkonzept nach [84]. Dieses Konzept beinhaltet eine prozessmodellgestützte Vorsteuerung mit dynamischer Sollwertführung für den Frischdampfdruck und die Generatorwirkleistung. Idealerweise ist das Übertragungsverhalten vom realen Kraftwerksblock und Prozessmodell identisch, so dass die dynamisch geführten Sollwerte gleich den Istwerten sind. Somit greift der Leistungs- und/oder Druckregler gar nicht oder nur schwach in den Prozess ein. Die Vorteile dieses Blockregel- und Führungskonzeptes sind insbesondere:

- Wesentliche Verbesserung der Dynamik, ohne die Stabilität zu beeinflussen
- Zusätzliche Freiheitsgrade bei der Optimierung von Führungs- und Störverhalten
- Geringere Regelarbeit der Stellglieder, dadurch materialschonenderer Betrieb
- Vorsteuerung und Regelung können unabhängig voneinander optimiert werden
- Entkopplung von Regelkreisen für Druck, Speisewasser, Brennstoff und Turbine

Zur Beherrschung größerer Netzstörungen wird der Brennstoffsollwert gezielt übersteuert, und zwar so, dass die zusätzlich bereitzustellende Wärmeleistung der Fehlenergie entspricht, die sich durch die verzögert wirksame Leistungserhöhung des Dampferzeugers ergibt.

Die Blockregelung erfolgt durch Stelleingriffe an den Kessel über die Brennstoff-Führungsregelung und an die Speisewasserpumpe über die Speisewasser-Führungsregelung sowie an die Turbine über die Turbinenregelung unter Berücksichtigung dynamischer Modelle für den Frischdampfdruck und die Generatorwirkleistung. Die Enthalpie am Eintritt des Überhitzers ist ein Maß für das Gleichgewicht zwischen der Beheizung des Kessels und dem Speisewassermassenstrom. Sie wirkt korrigierend auf die Brennstoffzufuhr und bestimmt die dynamisch richtige Zufuhr des Speisewassers, so dass keine Schäden an den Überhitzerheizflächen auftreten können.

Beim Betrieb der Anlage stellt jede Bewegung von Steuerschiebern, Ventilen und Antrieben einen gewissen Verschleißprozess dar. Je häufiger und intensiver korrigierende Eingriffe durch das Leitsystem vorgenommen werden, umso höher sind die daraus resultierenden Verschleißkosten. Abweichungen der einzelnen Regelgrößen von ihren Sollwerten verursachen bei reiner Sollwertregelung einen erhöhten Verschleiß der Stellglieder. Durch das gezielte Steuern des Kraftwerksprozesses sollen die notwendigen Reglereingriffe der Blockregelung weitestgehend minimiert werden.

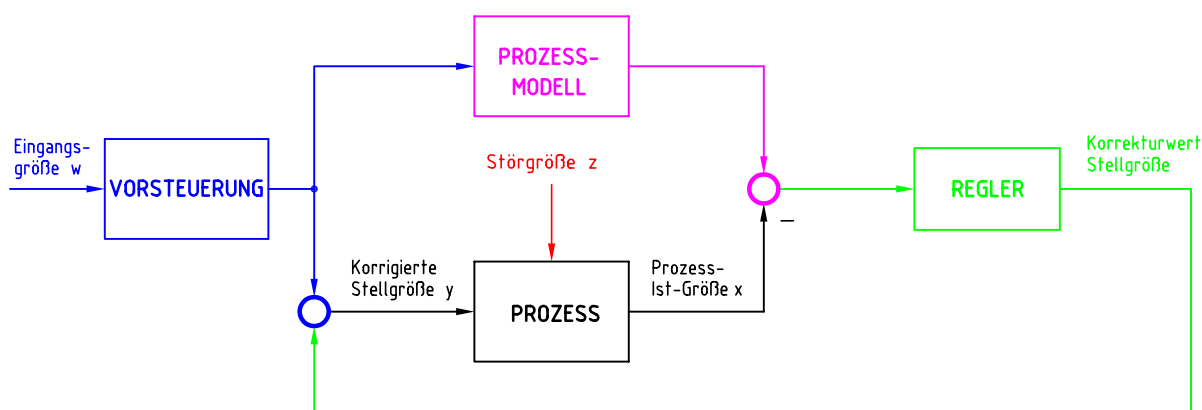


Abbildung 4.13: Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung

Aus diesem Grund wurde, wie heute bei anderen modernen Anlagen ebenfalls üblich, ein Prozessmodell in die Blockleittechnik integriert. Dieses Prozessmodell, beim Kraftwerk Rostock als „Prädiktor“ (wörtl. „vorausschauend“) bezeichnet, stellt eine dynamische Nachbildung des Kraftwerksprozesses dar. Es bildet den dynamischen Vorgang des Mahlens der Kohle, deren Verbrennung und die Übertragung der Wärmeenergie an den Wasser-Dampf-Kreislauf sowie die Leistungsumsetzung in der Turbine in den verschiedenen Arbeitspunkten nach. Das schematische Grundprinzip dieses Konzeptes wird in Abb. 4.13 verdeutlicht. Die Ausgangssignale der Prädiktoren werden mit den tatsächlichen Istwerten der Anlage verglichen. Die verbleibenden Abweichungen werden an die entsprechenden Regelkreise weitergeleitet und dadurch die zugehörigen Stellgrößen durch den eigentlichen Regler korrigiert. Durch das gezielte Steuern mit Hilfe des Prozessmodells wird außerdem eine weitestgehende Entkopplung der einzelnen Regler voneinander ermöglicht.

4.3.3 Blockführung und Vorsteuerung

Die Blockführung erzeugt zunächst Vorsteuergrößen. Die Steuergröße P_{Ziel} wird aus dem Sekundärregelsignal P_{Sek} des Netzreglers und der Fahrplanleistung des Lastverteilers gebildet. Hierbei wird eine Leistungs- und Transientenbegrenzung zur Einhaltung der Anlagengrenzwerte vorgenommen. Das Signal von P_{Sek} wird nur bei aktiviertem Sekundärregelbetrieb berücksichtigt. Bei

Primärregelbetrieb wird mit Hilfe der aktuellen Netzfrequenz f_N , bzw. der Netzfrequenzabweichung Δf_N , der Primärregelanteil ermittelt. Da im Rahmen der Untersuchungen das Kraftwerk ausschließlich im natürlichen Gleitdruckbetrieb gefahren wird, d.h. es erfolgt keine Leistungsregelung mittels Turbinenstellventil („MODAN AUS“), sind die Regelpfade der Primärregelung vereinfachend nicht weiter berücksichtigt. Im Anschluss an die Gradientenbegrenzung der Zielleistung erfolgt die Vor- bzw. Übersteuerung der Wärmeleistung WL über ein DT1-Glied mit dem Ziel die Trägheit des Prozess (hauptsächlich der Mahlprozess in den Mühlen und die Wärmeübertragung im Kessel) zu kompensieren [86]. Die in dem Modell hinterlegte Blockführung mit dem im nächsten Abschnitt beschriebenen Prozessmodell und Korrekturregler ist in Abb. 4.14 dargestellt.

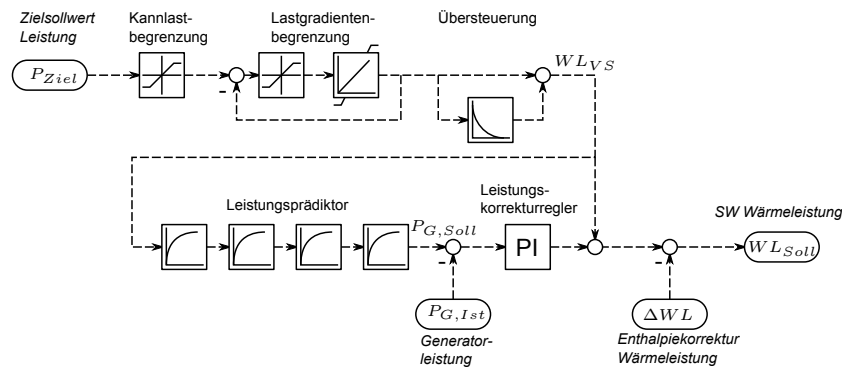


Abbildung 4.14: Übersicht der modellierten Blockführung - Vorsteuerung und Korrektur des Brennstoffmassenstroms entsprechend der Zielleistung [86]

4.3.4 Korrektur des Brennstoffmassenstroms

Im natürlichen Gleitdruckbetrieb ist allein das Prozessmodell bzw. der Prädiktor der Generatorleistung aktiv. Er bildet das Zeitverhalten der Kohlemühlen und des Kessels ab und erzeugt so aus den Vorsteuergrößen WL_{VS} den Verlauf des Sollwertes der Generatorleistung $P_{G,Soll}$. Die Struktur der Prädiktoren besteht im Wesentlichen aus einer PT4-Verzögerungsstrecke. Die Besonderheit liegt hierbei in der Anpassungsfähigkeit der Zeitkonstanten an den jeweiligen Arbeitspunkt. Damit wird zum Einen eine lastabhängige und zum Anderen eine richtungsabhängige Adaptierung der Zeitkonstanten möglich. Die Richtungsabhängigkeit bezieht sich auf das Anheben oder Absenken der Leistung.

Die Abweichung zwischen den vom Prädiktor ermittelten Wert der Generatorleistung wird nachfolgend mit dem Istwert verglichen und auf den Leistungskorrektur gegeben, möglichen Abweichungen wird mittels einer Korrektur des Brennstoffmassenstrom entgegengewirkt.

Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt erwähnt, entsprechen bei ideal eingestellten Zeitkonstanten in den Prädiktoren die Sollwerte direkt den Istwerten. Auf Grund dieser Philosophie können die eigentlichen Regler auf das Störverhalten hin optimiert werden. Im Idealfall greifen sie also nur bei prozessspezifischen Störgrößen ein. Bei solchen Störgrößen kann es sich beispielsweise um Verunreinigungen des Brennstoffs hinsichtlich des Brennwertes oder Temperaturschwankungen im Dampferzeugerkreislauf handeln. Die Nachbildung des Kraftwerksprozesses durch das Prozessmodell ermöglicht eine Koordinierung der ansonsten unabhängig voneinander arbeitenden Sollwertregelungen. Stabilitätsprobleme, verursacht durch die relativ trägen Kohle-

feuerungen und Schwankungen des integral wirkenden Kessels, können weitestgehend verhindert werden [84].

Abschließend wird der Brennstoffmassenstrom durch die Enthalpieregung, auf die im weiteren noch genauer eingegangen wird, korrigiert. Das Ziel ist hierbei, durch die kreuzweise Korrektur der Feuerleistung und des Speisewassermassenstroms Beheizungs- und Heizwertschwankungen der Kohle zu kompensieren.

4.3.5 Führung der Speisewassermenge

Vorsteuerung der Speisewasserpumpe

Der zur Kühlung des Dampferzeugers benötigte Speisewassermassenstrom ist näherungsweise proportional zum Brennstoffmassenstrom. Zur Verbesserung der Dynamik wird das Eingangssignal WL_{VS} über ein PD-Glied geschaltet. Der Sollwert des Speisewassermassenstroms wird aus der Summe des aus dem Brennstoff-Vorsteuerwert gebildeten Vorsteuersignals \dot{m}_{Sp} und dem Ausgangssignal $\Delta\dot{m}_{Sp}$ der Enthalpieregung (siehe folgender Abschnitt) gebildet. Zu beachten ist hierbei, dass gegebenenfalls Umrechnungen von per Unit in reale Größen vorgenommen werden. Die zur Förderung dieses Massenstroms bei aktueller Druckdifferenz über die Pumpe Δp notwendige Drehzahl wird über ein Kennfeld (siehe Abb. 4.15) berechnet. Die Generierung der Druckdifferenz geschieht innerhalb des thermodynamischen Modells, das hier nicht weiter beschrieben wird. Der Ausgangswert der Drehzahlsteuerung ist der Drehzahlsollwert n_{Soll} .

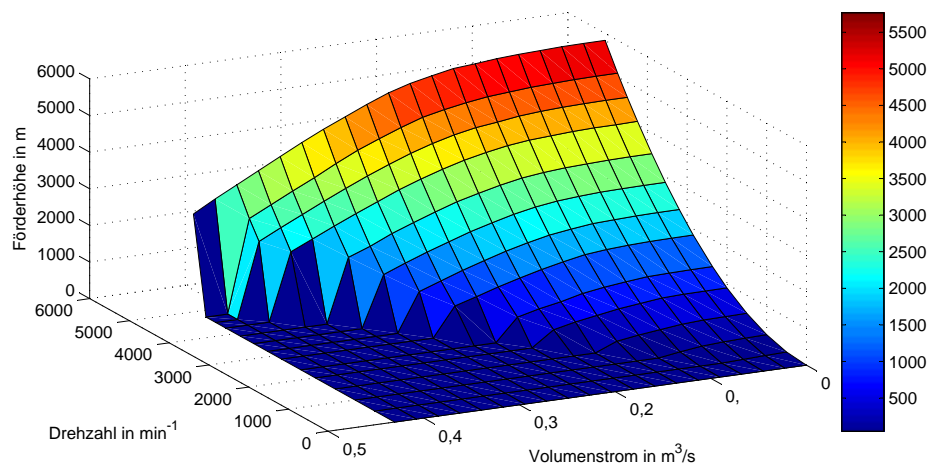


Abbildung 4.15: Kennfeld zur Steuerung der Speisewasserpumpen

Im Umwälzbetrieb bzw. während des Anfahrens sichern die Speisewasserpumpen eine ausreichende Kühlung des Verdampfers und speisen daher die im Verdampfer verdampfte und in die Überhitzer-Heizflächen geströmte Menge nach. Der aktuelle Sollwert des Speisewassermassenstroms ist demnach die Differenz aus Mindest-Verdampferdurchfluss $\dot{m}_{VD,min}$ und dem aktuellen Umwälzmassenstrom \dot{m}_{UW} .

Korrektur der Speisewasserdrehzahl (Enthalpie- und Delta-Theta-Regelung)

Die Enthalpie-Regelung weist eine PID-Regler-Struktur auf. Ihr Eingangssignal wird aus der Differenz des aktuellen Enthalpiewertes und der für den aktuellen Arbeitspunkt üblichen Ent-

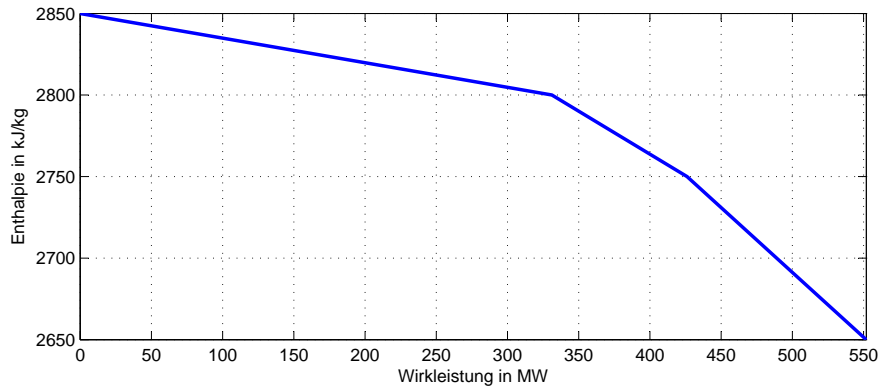


Abbildung 4.16: Kennlinie für die Enthalpie-Korrekturregelung

halpie gebildet. Zur Bestimmung des Enthalpiewertes in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt ist ein Kennfeld hinterlegt. In diesem Kennfeld wird mit Hilfe von Stützwerten durch lineares Interpolieren der Enthalpiewert berechnet. Im Umwälzbetrieb bei Kessellasten von unter 33 % ist die Enthalpieregulung deaktiviert.

Um den ersten HD-Einspritzkühler im Arbeitsbereich zu halten, ist zusätzlich eine sog. Delta-Theta-Regelung implementiert. Diese korrigiert den Sollwert der Enthalpie-Regelung bei zu hoher oder niedriger Einspritzmenge bzw. Temperaturdifferenz über den ersten HD-Dampfkühler und erlaubt so eine Anpassung an unterschiedliche Verschmutzungsgrade der ersten Überhitzerheizfläche. Die Vorsteuerung, sowie die Enthalpie- und Delta-Theta-Regelung der Speisewasserpumpe sind in Abb. 4.17 noch einmal als Gesamtübersicht dargestellt.

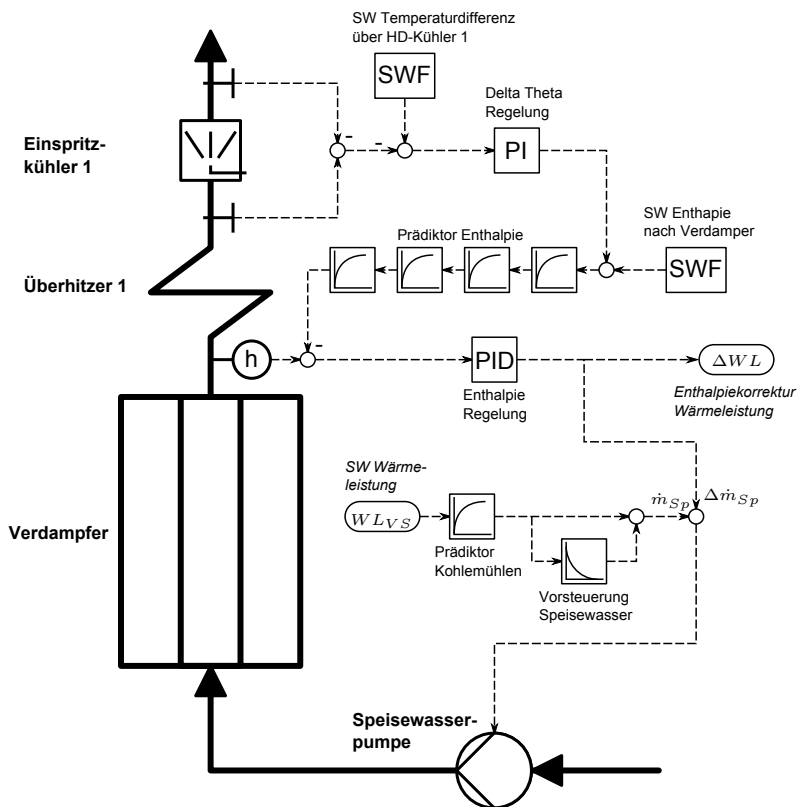


Abbildung 4.17: Vorsteuerung der Speisewasserpumpe sowie Korrektur durch Enthalpie- und Delta-Theta-Regelung [74]

4.4 Blockleitsystem der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

Ebenso wie bei klassischen Dampfkraftwerken wird in einer GuD-Anlage der Kombiprozess durch ein Blockleitsystem geführt und überwacht. Das Leitsystem steuert dabei während des Leistungsbetriebes, sowie während des An- und Abfahrens der Anlage alle wichtigen Prozessgrößen, wie z.B. Feuerungsleistung, Turbinenaustrittstemperatur oder Frischdampfmassenstrom. Die zwei Teilkreisläufe des Kraftwerkes können weitestgehend unabhängig voneinander gesteuert werden.

Der Regelung des Gasturbinenprozess erfolgt über die Höhe des Brennstoff- und des Frischluftmassenstroms, der nachgeschaltete Dampfkraftprozess wird entsprechend des Energieangebotes des Gasturbinenabgases durch Anpassung der Speiswassermenge geregelt. Neben diesen Hauptregelkreisen für Luft, Brennstoff und Speiswassermenge gibt es noch weitere wichtige Leittechnikkomponenten, so die Speiswasserbehälterfüllstands- und Temperaturregelung, die Frischdampf-temperaturregelung sowie die Anfahrregelung der Turbinen und der Turbinenumleitstationen, einen Überblick gibt Abb. 4.18.

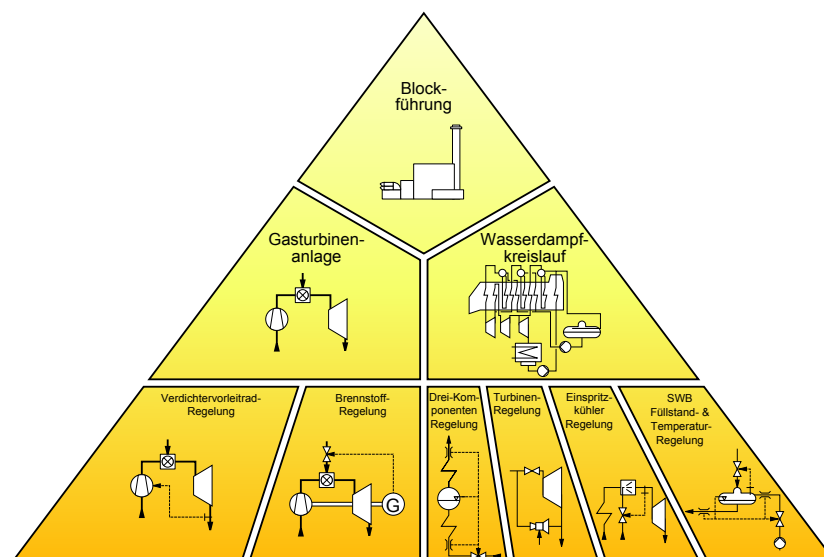


Abbildung 4.18: Übersicht über die im Modell der GuD-Anlage hinterlegte Leittechnik

In den folgenden Abschnitten soll auf die Struktur und Wirkungsweise der Hauptleittechnikkomponenten näher eingegangen werden, weitere Regelkreise werden im Anhang H vorgestellt.

4.4.1 Leistungs- und Brennstoffregelung Gasturbine

Leistungsbetrieb

Die Funktion des Leistungsreglers besteht in der Anpassung der Brennstoffmassenstroms an die gewünschte Blockleistung. Hierzu wird zunächst die vom Lastverteiler angeforderte Zielleistung entsprechend des zulässigen Lastgradientens zu einem Blockleistungsollwert verarbeitet. Aufgrund der geringen Trägheit und der hohen Regelgüte des Gasturbinen-Prozessen ist im Gegensatz zum kohlegefeuerten, klassischen Dampfprozess kein Prozessmodell für die Trägheit der Kohlemühlen bzw. der Wärmeübertragung im Kessel nötig. Hier erfolgt eine direkte Regelung der Brennstoffmenge entsprechend der Differenz zwischen Soll- und Ist-Leistung. Die Trägheit

des Dampfprozesses wird dabei durch die hohe Dynamik der Gasturbine kompensiert. Die Struktur der Regelung ist in Abb. 4.19 gezeigt.

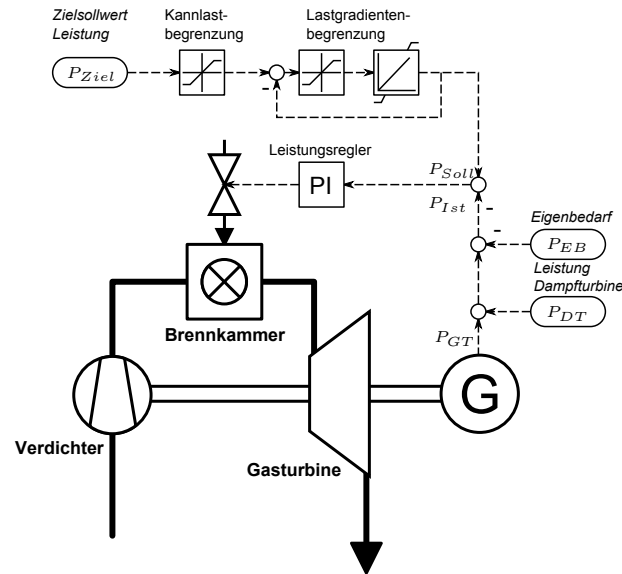


Abbildung 4.19: Schema der Blockführung - Regelung des Brennstoffmassenstroms entsprechend der Zielleistung

Anfahrregelung

Um die Gasturbine anfahren zu können, muss sie zu Beginn von einem Anfahrumschalter hochgeschleppt werden. Ist die Zünddrehzahl erreicht, beginnt die Eindüsung von Brennstoff und das Feuer wird gezündet. Weiter unterstützt vom Anfahrumschalter wird der Brennstoffmassenstrom und die Drehzahl erhöht bis die Selbstdrehzahl erreicht ist. Ab diesem Punkt liefert die Gasturbine genügend Leistung, um selbstständig die Drehzahl weiter zu erhöhen und den Verdichter anzutreiben. Während dieses Anlaufvorgangs ist der Hochlaufregler im Eingriff, welcher durch Steigerung des Brennstoffmassenstrom die Drehzahl gleichmäßig auf die Nenndrehzahl erhöht. Ist die Drehzahl der Turbine über einen vordefinierten Zeitraum nahezu stabil bei Nenndrehzahl, wird die Synchronisation mit dem Verbundnetz gestartet. Nachdem der Generator synchronisiert wurde, kommt der Leistungsregler in den Eingriff und regelt anhand des vorgegebenen Leistungssollwertes des Lastverteilers die Leistung der Gasturbine [78].

4.4.2 Abgastemperaturregelung

Abgastemperaturregelung im Leistungsbetrieb

Die Abgastemperaturregelung regelt über die Stellung des Verdichtervorleitrades den Luftmassenstrom durch die Gasturbine und damit die Abgastemperatur am Eintritt des Abhitzedampferzeugers. Dies ermöglicht konstante Temperaturverhältnisse im Abhitzekessel unabhängig von der Leistung der Gasturbine. Der Dampfteil der GuD-Anlage kann daher über weite Lastbereiche im Wirkungsgradoptimum betrieben werden. Die Reglerstruktur ist in Abb. 4.20 dargestellt.

In Teillast erlaubt das geringere Druckverhältnis der Gasturbine durch die fallenden Turbineneintrittstemperaturen eine Erhöhung der Abgastemperatur am Austritt der Turbine, d.h. der

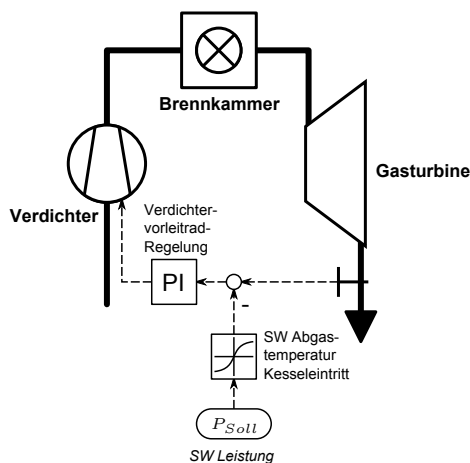


Abbildung 4.20: *Schema der Abgastemperaturregelung - Die Veränderung der Stellung des Verdichtervorleitrades erlaubt die Anpassung des Frischluftmassenstrom sowie der Abgastemperatur am Kesseleintritt*

Sollwert der Abgastemperatur wird unterhalb von 75 % Last um 15 K angehoben. Diese sog. ATK-Überhöhung wirkt sich positiv auf den Teillastwirkungsgrad des Dampfprozesses aus.

Abgastemperaturregelung während des Anfahrens

Bei einer Gasturbinenleistung von unter ca. 50 % befindet sich die Stellung Verdichterleitschaukeln am minimalen Anschlag, wodurch die Turbinenaustrittstemperatur proportional zu Gasturbinenleistung ist. Während des Anfahrens wird der Anstieg der Abgastemperatur durch Begrenzung der Lastaufnahme der Gasturbine realisiert und so wird sichergestellt, dass während des Anfahrens die Belastungen der dickwandigen Bauteile im Abhitzekegel durch Thermospannungen innerhalb der zulässigen Grenzen gehalten werden. Es liegen in zahlreichen Bauteilen wie Sammlern und Trommelwänden Temperaturmessstellen in verschiedenen Wandpunkten vor, um die zulässigen Gradienten zu ermitteln [78]. Die Regelung der Abgastemperatur erfolgt während eines Starts in drei Phasen:

Hochfahren der Gasturbine Die Abgastemperatur der Gasturbine steigt mit Erhöhung des Brennstoffmassenstroms und Verringerung des Luftüberschusses an.

Anlaufen der Dampfproduktion In dieser Phase wird die Abgastemperatur durch die Temperatur des überhitzten Wasserdampfes im HD-Überhitzer zuzüglich einer Differenz in Form eines Freibetrages vorgegeben.

Normalbetrieb Hat die Dampfproduktion einen bestimmten Sollwert erreicht, wird die Abgastemperatur in der zuvor geschilderten Weise durch Veränderung der Vorleitschaukelstellung geregelt.

4.4.3 Dreikomponentenregelung

Die Füllstandsregelung der Trommeln (Niederdruck, Mitteldruck und Hochdruck) des Kraftwerks Mainz Wiesbadens erfolgt als Dreikomponentenregelung, wie sie in [54] beschrieben wird. Hierbei wird zunächst die Differenz des Füllstandes und einer Sollwertfunktion (SWF) ermittelt. Des Weiteren wird der Speisewassermassenstrom vor dem Vorwärmer bestimmt und mit

dem abgehenden Dampfmassenstrom verglichen. Die Differenz wird zur vorher ermittelten Differenz aus Füllstand und Sollwert addiert. Die so ermittelte Regelabweichung wird nun auf einen proportional-integral wirkenden Regler (PI) aufgeschaltet. Dieser verstellt das Regelventil so, dass die Regelabweichung reduziert wird. Die Dreikomponentenregelung sorgt also dafür, dass die drei Regelgrößen Füllstand, Zufluss und Abfluss auf dem entsprechenden Sollwertniveau gehalten werden. Das entsprechende Regelschema ist in Abbildung 4.21 dargestellt.

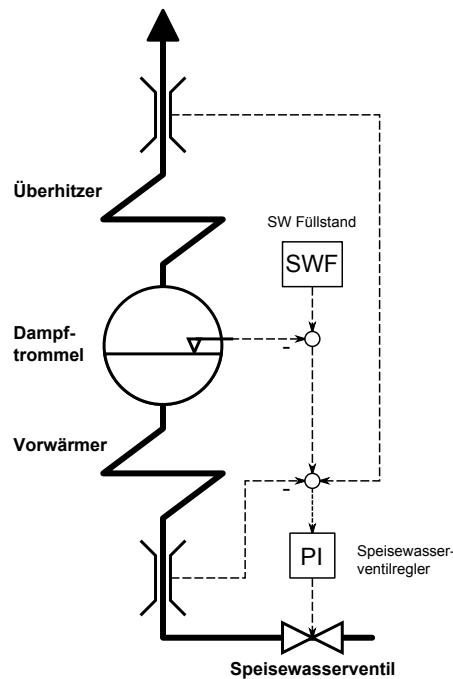


Abbildung 4.21: *Prinzipschema der Dreikomponentenregelung* [54]

Während des Anfahrens des Dampfkessels ist die Dreikomponentenregelung zu einer Füllstandsregelung reduziert. Hierbei wird keine Differenz aus Zu- und Abflussmassenstrom aufgeschlagen, ansonsten ist das Grundprinzip identisch.

4.5 Fazit

Trotz der Vielzahl der Bauteile und Aggregate im Kraftwerk lassen sich diese zu Gruppen zusammenfassen, welche durch einen gleichen Modellansatz charakterisiert sind. So gibt es eine überschaubare Anzahl von Basismodellen, wie z.B. Zweiphasenbehälter oder Heizflächen. Durch eine flexible Parametrierung können so entsprechende Teilmodelle wiederverwendet werden und anschließend zu einem modular aufgebauten Gesamtmodell verschaltet werden.

Ein zentraler Punkt ist die Kopplung des verfahrenstechnischen Modells mit einem Abbild des Blockleitsystems. Für eine realistische Nachbildung des Kraftwerksbetriebs müssen die Hauptregelkreise für die Brennstoff- und Luftbereitstellung, sowie für den Wasserdampfkreislauf hinterlegt sein. Die Güte der hinterlegten Leittechnik muss aufgrund der Rückkopplung mit dem thermodynamischen Modell entsprechend hoch sein.

5 Validierung

5.1 Kraftwerk Rostock

5.1.1 Betrachtetes Szenario und Randbedingungen

Um die Güte des erstellten Modells zu überprüfen, wurden im Kraftwerk Rostock aufgezeichnete Messdaten zum Vergleich herangezogen. Als Validierungsszenario wurde ein Warmstart des Kraftwerks, d.h. Anfahren nach einem 37-stündigem Stillstand, gewählt. Während des stark in-stationären Starts lässt sich das dynamische Verhalten des Modells gut bewerten. Im Anschluss an den Start erfolgen zwei positive Lastwechsel auf 95 % Nenn-Leistung. Für die Initialisierung werden dabei die Zustände der Medien und der Bauteile entsprechend der Messdaten zum Zeitpunkt der Zündung als feste Anfangsbedingung vorgegeben.

Als Randbedingung wird der Verlauf der gewünschten Zielleistung (siehe Abb. 5.1) verwendet, welcher vom Leitsystem zu einem Sollwert Wärmeleistung verarbeitet wird und anschließend an die Kohlemühlen bzw. Ölbrenner übergeben wird. Trotz der Vereinfachungen des im Modell hinterlegten Blockleitsystems wird eine gute Übereinstimmung mit dem im Kraftwerk erzeugten Sollwert erzielt. Gewisse Abweichungen können jedoch durch schwankende Brennstoffqualität, verschleißabhängige Kohlemühlendynamik oder Heizflächenverschmutzungen verursacht werden.

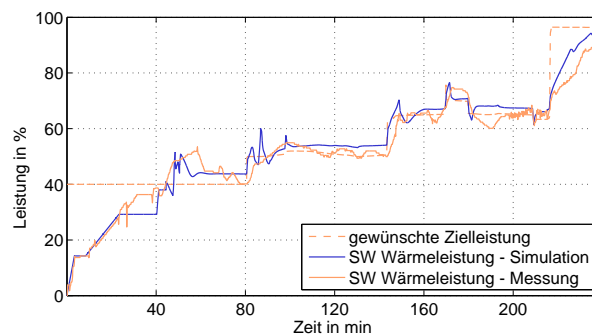


Abbildung 5.1: Definition des Validierungsszenarios - gewünschte Zielleistung vom Lastverteiler und sich daraus ergebener Sollwert Wärmeleistung

Neben der gewünschten Netto-Leistung wird dem Modell zusätzlich die Kohlezusammensetzung als Randbedingung vorgegeben. Da Steinkohle kein homogener Brennstoff mit gleichbleibender Zusammensetzung ist, unterliegen die Wasser- und Ascheanteile im Modell zufälligen Schwankungen von $\pm 1\%$. Das dynamische Verhalten des Gesamtprozess wird im Wesentlichen von dem Mahlprozess in den Kohlemühlen, sowie der thermischen Trägheit des Kessels bestimmt, was eine separate Validierung dieser beiden Teilsysteme wünschenswert machen würde. Leider ist dies jedoch nicht möglich, da eine Messung der dynamischen Systemantwort der Kohlemühlen, des Kohlestaubmassenstroms vor der Brennkammer, nur mit hohem Aufwand und geringer Genauigkeit möglich ist. Aus diesem Grund ist im Kraftwerk Rostock kein derartiges Messsystem vorhanden und die Validierung kann nur für das Gesamtkraftwerk anhand der gemessenen Dampfparameter, sowie der Generatorleistung erfolgen.

5.1.2 Dampfdrücke und Massenströme

Zunächst soll der Frischdampfdruck mit der entsprechenden Messung verglichen werden, siehe Abb. 5.2 linke Seite. Der Dampfdruck am Kesselaustritt stellt sich entsprechend dem Verhältnis von Beheizung zu Speisewassermassenstrom ein. Nach 50-minütigem Festdruckbetrieb bei maximal 90 bar befindet sich der Kessel im Gleitdruckbetrieb und der Frischdampfdruck steigt proportional mit der Last. Eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ist zu erkennen. Abweichungen (z.B. zwischen 40 und 70 min) erklären sich durch unterschiedliche Feuerungsleistungen.

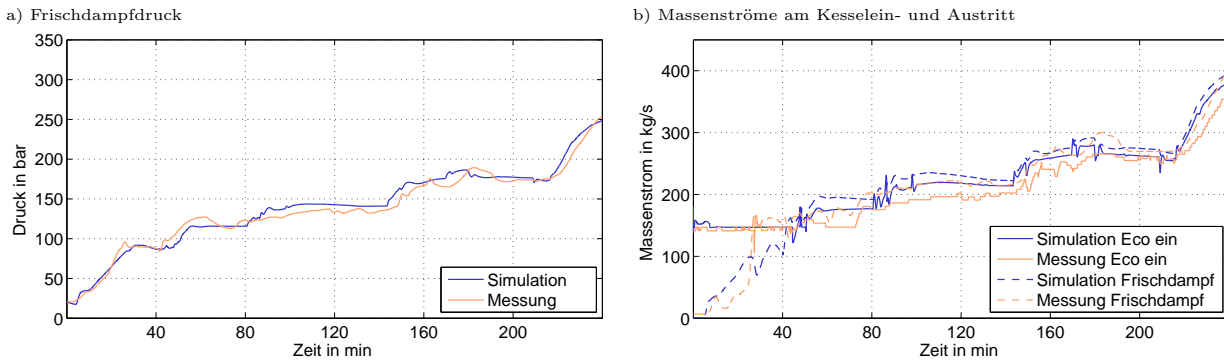


Abbildung 5.2: Validierungsergebnisse: Vergleich des berechneten und gemessenen Frischdampfdruckes und der Massenströme am Economizereintritt und Überhitzer 4 Austritt

In analoger Weise sind die Wasser- und Dampfmassenströme am Kesselein- und -austritt in Abb. 5.2 im rechten Diagramm dargestellt. In den ersten 50 min befindet sich der Kessel im Umwälzbetrieb und eine minimale Menge von 143 kg/s strömt in den Economizer ein, wobei nach dem Verdampfer der nicht verdampfte Anteil Wasser abgetrennt und über einen Umwälzkreislauf zurückgeführt wird. Anschließend erfolgt die Umschaltung in den Bensonbetrieb und die Speisewasser- sowie die Frischdampfmassenströme steigen proportional mit der Last.

5.1.3 Dampftemperaturen

Um die korrekte Wiedergabe des modellierten Wärmeübergangs vom Abgas zu den einzelnen Heizflächen zu überprüfen, werden die errechneten Dampftemperaturen am Austritt jeder Heizfläche mit den entsprechenden Messungen verglichen. Im Folgenden wird eine Auswahl dargestellt und diskutiert. In linken Diagramm von Abb. 5.3 werden die Wasser- und Dampftemperatur am Kesseleintritt sowie am Verdampferaustritt über die Zeit aufgetragen.

Während die simulierte Verdampferaustrittstemperatur eine gute Übereinstimmung mit der Messung zeigt - der mittlere relative Fehler beträgt $3,3 \%$, zeigt die Economizereintrittstemperatur zu Beginn eine maximale Abweichung von 28% . Dies wird verursacht durch eine unterschiedliche Umwälzmenge, welche in Abb. 5.2 als Differenz von Verdampferdurchfluss (Eco ein) und Frischdampfmassenstrom zu erkennen ist. In der Simulation führt eine geringere Umwälzmenge zwischen 10 und 30 min zu einem größeren Zustrom von kaltem Speisewasser und damit zu einem Abfall der Economizereintrittstemperatur. Im Bensonbetrieb jedoch ist eine sehr gute Übereinstimmung der Kesseleintrittstemperaturen mit einem maximalen Fehler von $5,2 \%$ zu erkennen. Der Verlauf der Temperatur am Austritt von Überhitzer 1 (siehe Abb. 5.3 linke Seite)

zeigt vergleichbare Resultate, somit kann festgestellt werden, dass das Modell in der Lage ist, den Wärmeübergang sowie das zeitliche Verhalten des Kessels wiederzugeben.

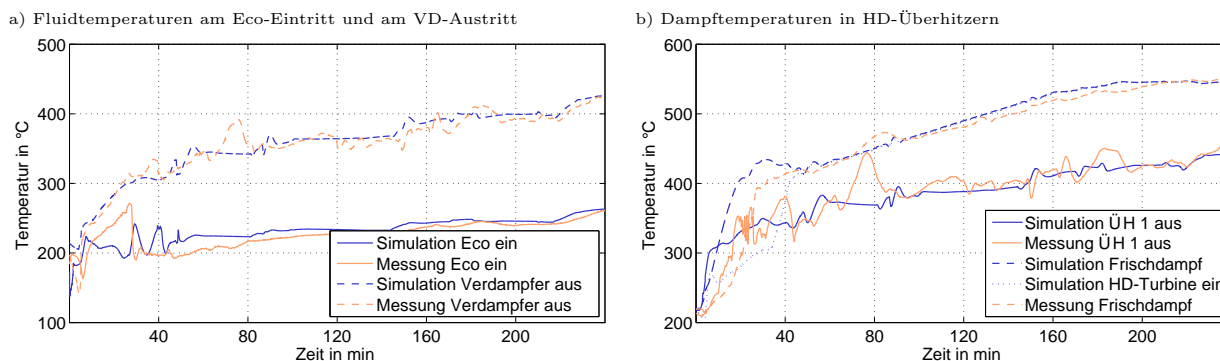


Abbildung 5.3: Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Fluidtemperaturen am Eintritt Economizer, am Verdampferaustritt, sowie am Austritt nach dem ersten und vierten Überhitzer

Im gleichen Diagramm sind die simulierten sowie die gemessenen Frischdampftemperaturen abgebildet. Zu Beginn des Anfahrens bei geringer Durchströmung der Frischdampfleitung, liegt eine inhomogene Temperaturverteilung vor, die bei nicht exakt bekannter Messstelle eine Validierung erschwert. Jedoch liegt die Messung zwischen den berechneten Temperaturen am Austritt des letzten Überhitzers sowie der Turbineneintrittstemperatur. Im Gleitdruckbetrieb hingegen ist wiederum eine sehr gute Übereinstimmung mit der Messung festzustellen. Dies wird ermöglicht durch das Abbilden der kaskadierten Dampftemperaturregelung mit den dazugehörigen Einspritzkühlern, welche die Temperaturschwankungen am Kesselaustritt minimieren.

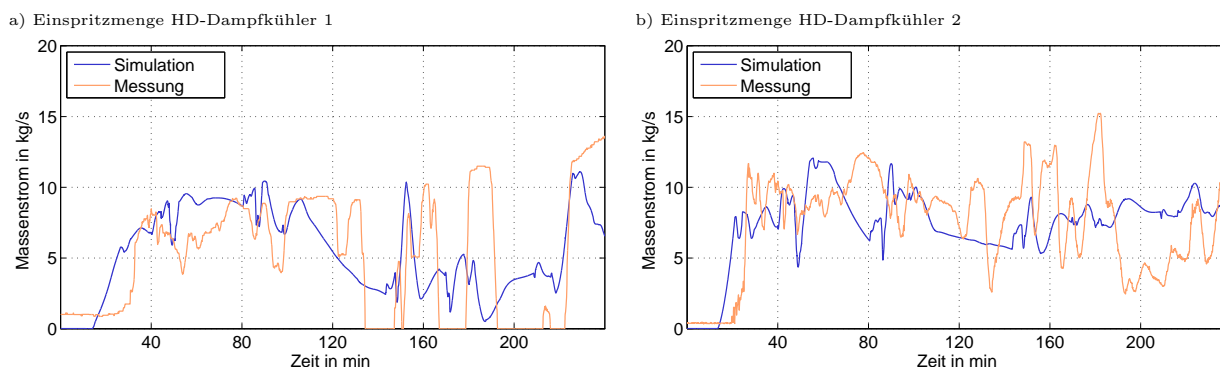


Abbildung 5.4: Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Einspritzmengen des ersten und zweiten Einspritzkühlers hinter dem ersten und dritten Überhitzer

In Abb. 5.4 wird anhand der Einspritzmassenströme des Einspritzkühler 1 zwischen Überhitzer 1 und 2 und des Einspritzkühlers 2 zwischen Überhitzer 3 und 4 gezeigt, dass die hinterlegte Temperaturregelung vergleichbare Güte mit der im realen Kraftwerk vorliegenden Regelungstechnik hat. Zwar stimmen die gemessenen und simulierten Einspritzmassenströme nicht zu jedem Zeitpunkt überein, jedoch werden die integralen Einspritzmengen durch das Modell abgebildet und die Verläufe zeigen eine vergleichbare Dynamik.

5.1.4 Generatorleistung

Abschließend wird in Abb. 5.5 der Verlauf der Netto-Generatorleistung dargestellt, welcher durch die Dynamik des gesamten Prozessen beeinflusst wird. Aufgrund der Güte der Übereinstimmung

lässt sich schließen, dass die dominierenden und relevanten Effekte vom Modell wiedergegeben werden und das unter Berücksichtigung der Prozessunsicherheiten eine hohe Genauigkeit erzielt wurde.

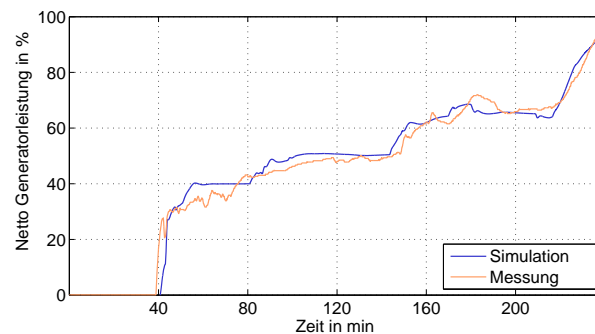


Abbildung 5.5: Vergleich der simulierten Netto-Generatorleistung mit der korrespondierenden Messung

5.2 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

5.2.1 Beschreibung des Szenarios und Randbedingungen

Um die Qualität des erstellten Modells der GuD-Anlage zu prüfen und die Richtigkeit der später abgeleiteten Auswertungen zu gewährleisten, werden die Ergebnisse der Simulation mit Messdaten aus dem realen Betrieb des Kraftwerks verglichen. Als Referenzszenario wurde der Heißstart des Kraftwerks vom 11. März 2009 gewählt. Die Initialisierung sowie die Zustände an den Modellgrenzen wurden ebenfalls mit Hilfe dieser Messdaten bestimmt. Der Startpunkt der Simulation wurde durch das Zünden der Gasturbine definiert. In dem gewählten Validierungsszenario wird das Kraftwerk nach einem siebenstündigen Stillstand angefahren und auf die minimale Last von rund 54 % gebracht. Neben der Stillstandsdauer sind die weiteren wesentliche Einflussgrößen auf den Kraftwerksbetrieb, insbesondere den Gasturbinenprozess die Lufttemperatur und -feuchte, sowie die Kühlwassertemperatur, welche als Randbedingungen vorgegeben werden.

Entsprechend der in der Leittechnik hinterlegten Logik erfolgt nun zunächst der Anlauf der Gasturbine, welche nach Erreichen der Nenndrehzahl mit dem Netz synchronisiert wird. Im Anschluss erfolgt eine Lastaufnahme auf ca. 120 MW, im gleichen Zuge steigen die die Abgastemperaturen von 300 auf 580 °C. Nach dem Erreichen dieser Leistung befindet sich die Gasturbine an der unteren Grenze des Leitschaufelregelbereichs. Mit steigenden Abgastemperaturen und -massenströmen kommt es zur Dampfbildung im Abhitzekegel und nach Erreichen der für die Turbine geeigneten Dampfparameter wird diese angestoßen und synchronisiert. Am Ende des Validierungsszenarios befindet sich die Anlage im regulären GuD-Betrieb.

5.2.2 Gasturbine

Abb. 5.6 zeigt den Verlauf der Wärmeleistung während des Heißstarts, gut zu erkennen sind die zuvor erwähnten drei Phasen, Anlauf der Gasturbine im Zeitraum von der Zündung bis zur 4. Minute, anschließend die Lastaufnahme bis zur 22. Minute und dem darauf folgenden Betriebs bei konstanter Leistung während des Anfahrens des Dampfprozesses.

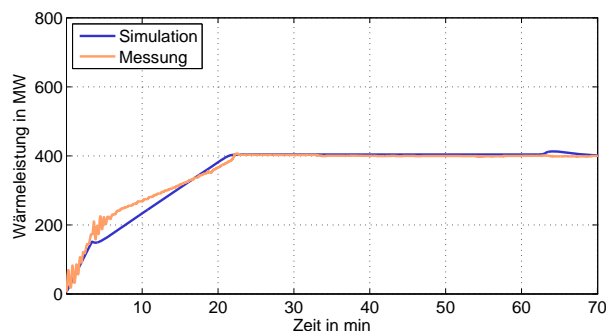


Abbildung 5.6: Gegenüberstellung der gemessenen und errechneten Wärmeleistung der Gasturbine

Grundsätzlich zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messungen, jedoch ist zwischen der 4. und der 17. Minute eine Unterschätzung der Wärmeleistung bzw. des Brennstoffmassenstroms ersichtlich. Dieser wird von der Leittechnik entsprechend der gewünschten Gasturbinenleistung eingestellt und ist daher über den Gasturbinen- und Verdichtertwirkungsgrad an die Generatorleistung gekoppelt. In dem betreffenden Zeitintervall befindet sich die Gasturbine in einem sehr niedrigen Lastbereich, d.h. die Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade müssen aus den für den regulären Lastbetrieb verfügbaren Daten extrapoliert werden und sind daher mit Unsicherheiten behaftet. Weiterhin wird die Gasturbine bei dieser geringen Last mit einem hohen Luftüberschuss gefahren, die Folge ist eine unvollständige Verbrennung in Verbindung mit in Teillast zunehmenden CO -Emissionen. Daraus resultiert ein erhöhter Brennstoffbedarf für die Bereitstellung der gleichen Feuerungsleistung im Vergleich zu einer vollständigen Umsetzung, welche das Modell unterstellt. Eine genaue Quantifizierung der Anteile der jeweiligen Effekte gestaltet sich jedoch schwierig, da keine Temperaturmessungen am Brennkammeraustritt vorliegen. Da der Bereich unterhalb von 300 MW Feuerungsleistung jedoch für die weiteren Untersuchungen nicht von Bedeutung ist und nur beim Anfahren durchfahren wird, soll auf eine tiefere Untersuchung verzichtet werden.

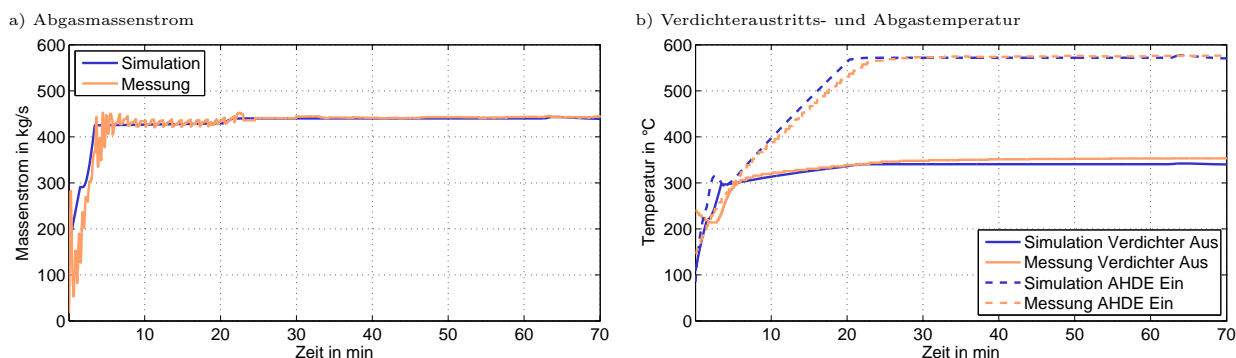


Abbildung 5.7: Validierungsergebnisse der Gasturbine: Vergleich des berechneten und gemessenen Abgasmassenstroms und der Temperatur am Verdichteraustritt und am Abhitzekesselaustritt

Der Verläufe des vom Modell berechneten Abgasmassenstroms, wie in Abb. 5.7-a dargestellt, zeigt bis auf die ersten Startminuten gute Übereinstimmung mit den korrespondierenden Messungen. Da der Massenstrom nicht direkt gemessen wird, erfolgt eine Ermittlung mit Hilfe des O_2 -Anteils im Abgas. Aufgrund des geringen Durchsatzes während der ersten Minuten nach der Zündung ist diese Berechnung jedoch mit erhöhten Unsicherheiten behaftet und dadurch eine genaue Validierung der ersten Minuten nach dem Start schwierig. Auch bei der Gegenüberstellung der Verdichteraustrittstemperatur und Abhitzedampferzeuger-(AHDE)-Eintrittstemperatur zei-

gen sich Abweichungen in den ersten Minuten, die sich durch den geringen Durchsatz und die Unsicherheiten der isentropen Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine in niedrigster Teillast erklären.

5.2.3 Dampfdrücke und Massenströme

Im Folgenden sollen zur Validierung vornehmlich Daten des Hoch- und Mitteldruckstrecke verwendet werden. Dies hat zweierlei Gründe, zum einen sind dort die Temperaturen und Drücke höher als im Niederdruckteil, weshalb die HD- und MD-Bauteile thermisch höheren Belastungen ausgesetzt sind. Zum zweiten sind die Massenströme und die Leistungen rund zehnmal größer als im ND-Teil, daher sind der Hochdruck- und Mitteldruckteil für die Dynamik des Gesamtprozesses von entscheidender Bedeutung. Der Druckverlauf während des Anfahrens wird von folgenden Aspekten beeinflusst:

Dampfproduktion Entsprechend der in den einzelnen Heizflächen übertragenen Wärmeströme kommt es zur Verdampfung bzw. Überhitzung von Speisewasser, in Folge vergrößert sich dessen Volumen und der Druck im System steigt.

Umleitventilstellung Die Stellung der Ventile in den Turbinenumleitstationen regeln den Druckanstieg im Kessel und bestimmen in Konsequenz die Höhe des Frischdampfmassenstroms.

Speisewassermassenstrom In Abhängigkeit des Trommelfüllstandes erfolgt die Nachspeisung des Verdampfers mit Speisewasser.

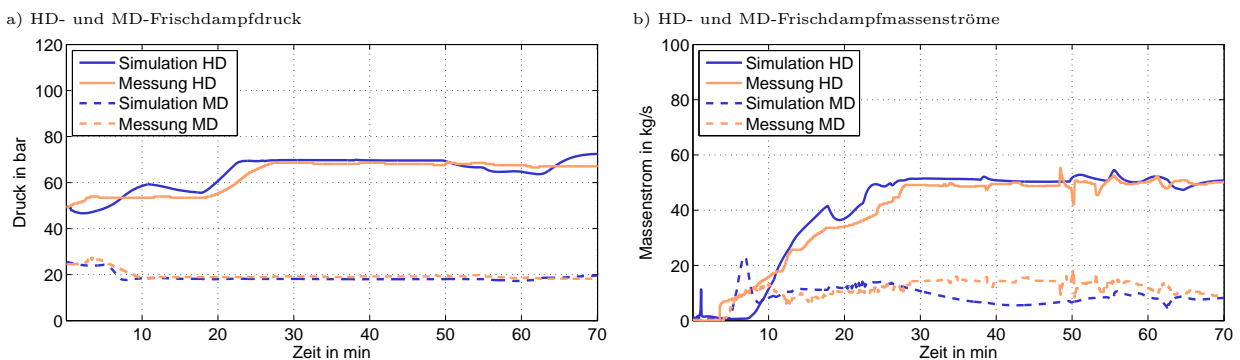


Abbildung 5.8: Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen HD- und MD- Frischdampfdrücke sowie der korrespondierenden Massenströme

In Abb. 5.8-a sind die Simulationsergebnisse des Dampfdruckes im Hochdruck- und Mitteldruckteil und die Messwerte gegenübergestellt. Für beide Verläufe ist sowohl qualitativ als auch quantitativ eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Gleiches gilt auch für den HD-Frischdampf-massenstrom, welcher mit geringen Abweichungen dem Verlauf der Messung folgt und im stationären Betrieb im Mittel um 2 kg/s über den Messwert liegt. Der MD-Frischdampf-massenstrom wird im stationären Betrieb tendenziell unterschätzt, da aufgrund der leicht erhöhten HD-Dampfproduktion im Modell sich das Energieangebot für den weiter hinten liegenden MD-Verdampfer reduziert hat.

5.2.4 Naturumlauf

Einen entscheidenden Aspekt bei der Modellierung des Abhitzekessels stellt die richtige Wiedergabe der Verhältnisse in den Naturumlaufverdampfern dar. Da es jedoch im Kraftwerk an dieser Stelle keine Messung gibt, ist eine Validierung der Simulationsergebnisse schwierig. Als Vergleichswerte sollen hier Literaturwerte für die Umlaufzahl herangezogen werden. Zu beachten sei bei den Simulationsergebnissen, dass sich die GuD-Anlage zum Ende des Szenarios bei ihrer Mindestlast und damit bei rund 54 % Last befindet. In diesem Betriebspunkt lassen sich nach Einstellen eines konstanten Naturumlaufmassenstroms anhand der gezeigten Ergebnisse in Abb. 5.9 ein Dampfgehalt von $x_{HD} = 0,095$ für den HD-Teil und $x_{MD} = 0,03$ für den MD-Teil ableiten. Daraus ergeben sich Umlaufzahlen von $U_{HD} = 11$ für den HD-Verdampfer, bzw. $U_{MD} = 33$ für den MD-Verdampfer. Diese Werte entsprechen größenordnungsmäßig aus der Literatur bekannten Werten [42].

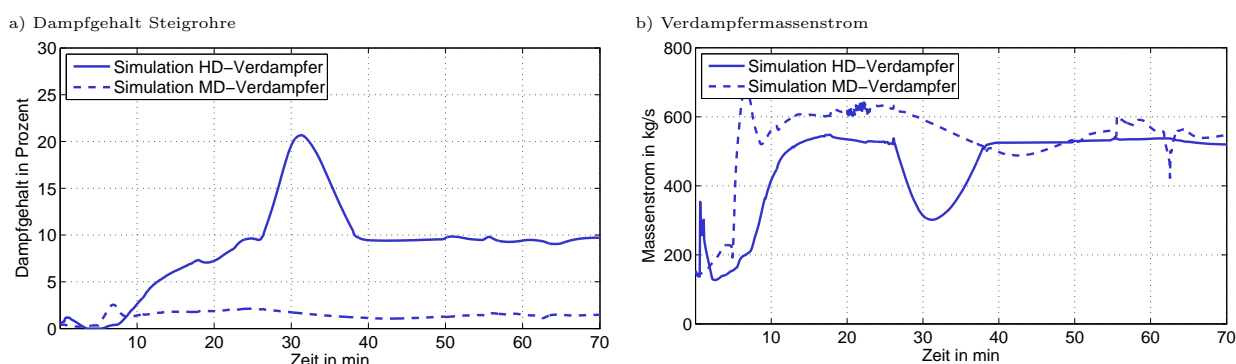


Abbildung 5.9: *Parameter des Naturumlaufes: Darstellung der Naturumlaufmassenströme sowie des Dampfgehalts in den Steigrohren für den HD- und den MD-Verdampfer*

5.2.5 Dampftemperaturen

Um die im Abhitzekessel vom Abgas auf die Heizflächen und schließlich auf das Arbeitsmedium übertragenen Wärmemenge im Verlauf des Starts zu validieren, werden die Dampftemperaturen in HD- und MD-Teil mit den Messwerten verglichen, wie in Abb. 5.10 ersichtlich.

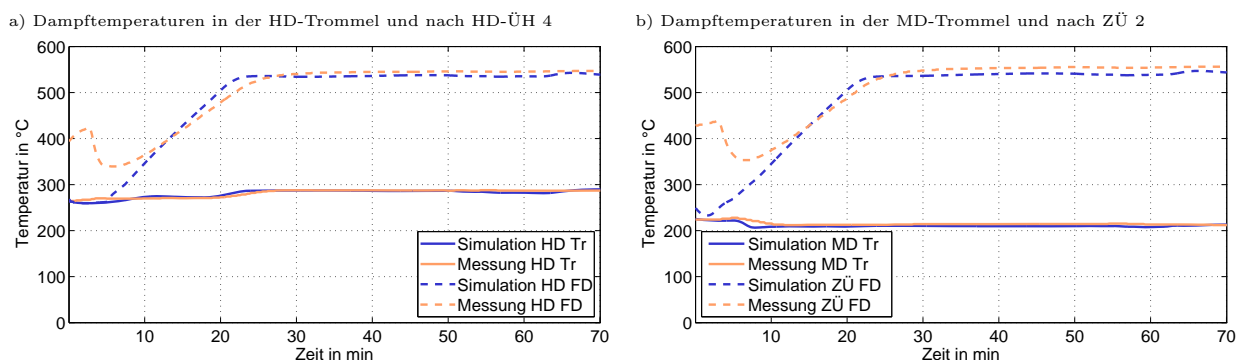


Abbildung 5.10: *Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Dampftemperaturen in der HD- und MD-Trommel sowie am Austritt des HD-Überhitzers 4 und des Zwischenüberhitzers 2*

Wie aus der Abbildung zu entnehmen, wird der Verlauf der Temperatur in den Trommeln sehr gut wiedergegeben. Da sich in Diesen ein Wasserdampfgemisch im thermischen Gleichgewicht befindet, entspricht die Temperatur der Sattdampftemperatur des Trommeldruckes. Die

HD- und ZÜ-Frischdampftemperaturen folgen, über eine gewisse Grädigkeit gekoppelt, dem Verlauf der Gasturbinenausstrittstemperatur. Da zu Anfang noch keine Durchströmung der Frischdampfleitungen vorliegt, wird in den Messdaten die Temperatur eines stehendes Dampfvolmens ausgewiesen. Mit beginnender Durchströmung nähern sich dann die korrespondierenden Werte von Messung und Simulation einander an und stimmen im weiteren Verlauf sehr gut überein. Somit kann abschließend zusammengefasst werden, dass die in den einzelnen Heizflächen des HD- und des MD-Teils übertragenen Wärmeströme weitestgehend mit den realen Verhältnissen korrelieren.

5.2.6 Generatorleistung der Gas- und Dampfturbine

Abb. 5.11 zeigt zum Abschluss die Verläufe der simulierten und der gemessenen Generatorleistungen der Gas- und der Dampfturbinen (DT). Gut sind die einleitend erwähnten Phasen des Gasturbinenanlaufs, der Lastaufnahme und des Anfahrens des Abhitzekeßel zu erkennen.

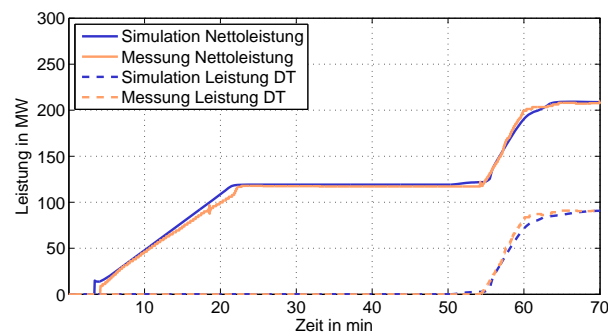


Abbildung 5.11: Vergleich der simulierten Gesamtnettleistung sowie der Dampfturbinenleistung mit der korrespondierenden Messung

Der gezeigte Verlauf der von der Simulation ermittelten Generatorleistung weist eine hohe Güte auf, sowohl im stationären als auch im instationären Betrieb. So kann zusammengefasst werden, dass das Modell die wesentlichen physikalischen Mechanismen abbildet und im Hinblick auf die Aufgabenstellung eine ausreichende Genauigkeit aufweist.

5.3 Fazit

Für die Validierung der erstellten Kraftwerksmodelle wurden jeweils ein Anfahrvorgang als Vergleichsszenario gewählt. Die instationäre Fahrweise während des Starts eignet sich insbesondere, um das dynamische Verhalten der Kraftwerksmodelle zu bewerten. Die Simulationsergebnisse zeigen eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung mit den herangezogenen Messdaten trotz der auf den Prozess einwirkenden Unsicherheiten, wie Heizwertschwankungen oder Heizflächenverschmutzungen. Allerdings sind der Modellgüte aufgrund der Annahme einer ideal-symmetrischen Strömung Grenzen gesetzt, so bleibt der Einfluss von beispielsweise Feuerungs-schieflagen unberücksichtigt. Im Hinblick auf die Aufgabenstellung bieten die erstellten Modelle die erforderliche Güte, um die Dynamik des Kraftwerksprozess abzubilden. Damit sind die Modelle ein sinnvolles und aussagekräftiges Werkzeug, um im Nachgang anhand von Druck- und Temperaturverläufen die instationären mechanischen und thermischen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen des Kessels und der Turbine zu berechnen.

6 Bewertung zukünftiger Kraftwerksbeanspruchungen

6.1 Grundbeanspruchungen infolge Lastanforderung

Die im Anhang I dargelegten Bewertungsmaßstäbe für Wechselbelastungen sollen im Folgenden herangezogen werden, um den zukünftigen, durch regenerative Einspeisung beeinflussten Kraftwerksbetrieb, zu bewerten. Der Lebensdauerverbrauch von Kraftwerkskomponenten bei einer gegebenen Lastanforderung ist hierbei abhängig von der Höhe, sowie der Anzahl der Wechselbelastungen in dem untersuchten Zeitintervall. Ziel ist es nun, die Schädigung einzelner Wechselbelastungen zu ermitteln, welche dann über einen Untersuchungszeitraum aufsummiert werden können.

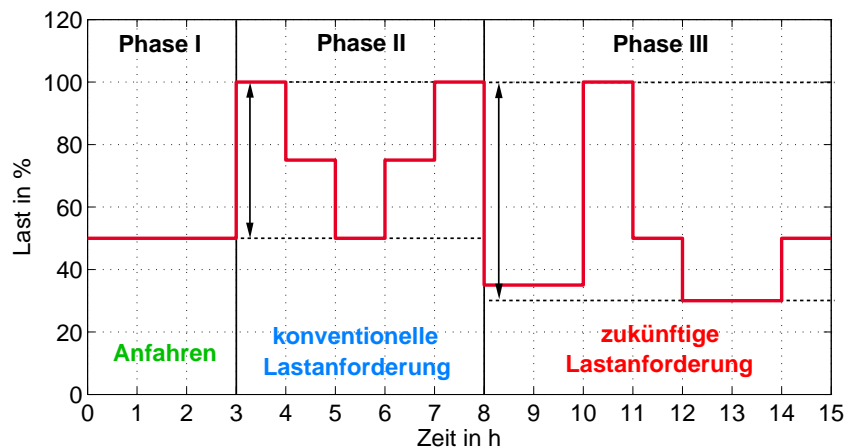


Abbildung 6.1: Heutige und zukünftige Lastanforderungen an das Kraftwerk Rostock in dem Referenzfahrplan der Auswertung

Beispiele für solche Wechselbelastungen sind Anfahrvorgänge, Lastrampen oder unkonventionelle Fahrweisen, wie zum Beispiel das Parken des Kraftwerk bei niedriger Last. Abb. 6.1 zeigt einen möglichen Fahrplan für das untersuchte Steinkohlekraftwerk, im welchem die zuvor genannten Grundbeanspruchungen enthalten sind. Zu Beginn ist das Kraftwerk abgeschaltet und fährt an auf eine Zielleistung von 50 %. Im Anschluss daran folgt ein fünfstündiger Betrieb mit positiven und negativen Lastrampen innerhalb des heute gefahrenen Lastbereiches zwischen 50 und 100 %. Danach folgen mehrere unkonventionelle Fahrweisen, wie eine Absenkung der Last für zwei Stunden auf die untere Grenze des stabilen Bensonbetriebs bei 37 % und anschließend ein „Absenken in Umwälzbetrieb“, d.h. ein Parken für zwei Stunden bei 30 % Last. Entsprechend dieses Referenzfahrplans ergeben sich folgende Grundbeanspruchungen:

- Anfahrvorgang (Warm- oder Heißstart)
- kleiner Lastwechsel mit 25 % Laständerung
- großer Lastwechsel mit 50 % Laständerung
- sehr großer Lastwechsel mit 63 % Laständerung
- Parken im Umwälzbetrieb bei 30 % Last

Aufgrund des Mindestlastniveaus von heute üblicherweise 50 % setzt sich die heutige Kraftwerksbeanspruchung aus den ersten drei Grundbeanspruchungen zusammen. Die beiden letzten Beanspruchungen ergeben sich aus den zukünftigen Lastanforderungen und kommen so als mögliche Grundbeanspruchungen für den zukünftigen Kraftwerksbetrieb dazu.

Neben der Höhe und der Art der Lastanforderung wird die Höhe des Lebensdauerverbrauchs zusätzlich von weiteren Faktoren beeinflusst. Da die thermischen Spannungen mit steigender Laständerungsgeschwindigkeit zunehmen, spielt der Lastgradient eine entscheidende Rolle für die Höhe des resultierenden Lebensdauerverbrauchs.

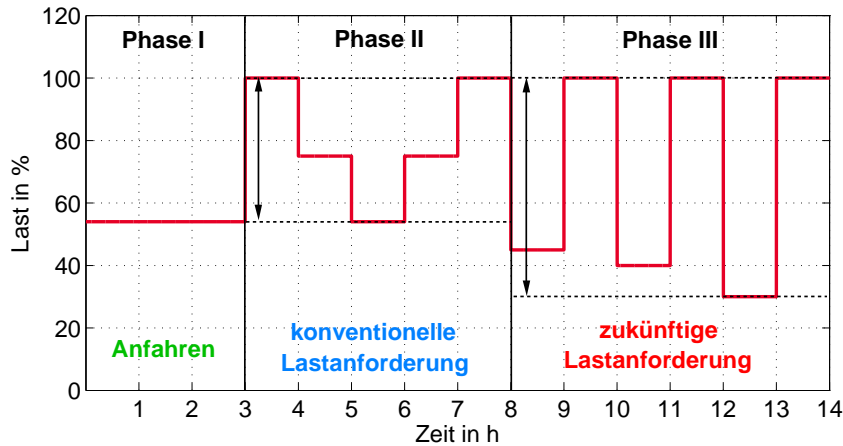


Abbildung 6.2: Heutige und zukünftige Lastanforderungen an die GuD-Anlage Mainz Wiesbaden in dem Referenzfahrplan der Auswertung

Für die GuD-Anlage sieht ein vergleichbarer Fahrplan leicht modifiziert aus, hier gibt es in Phase II entsprechend der heutigen Mindestlast von 54 % nur maximale Lastwechsel von 46 %. In Phase III werden dann für die zukünftigen Anforderungen repräsentativ drei sehr große Lastwechsel von 55 %, 60 % und schlussendlich 70 % Laständerung untersucht, siehe Abb. 6.2. Aufgrund der Ausführung des Kessels als Naturumlaufdampferzeuger entfällt hier die Fahrweise „Parken im Umwälzbetrieb“.

Mit dieser Methodik soll unter Berücksichtigung der genannten Einflüsse im Weiteren die Belastungen heutiger und zukünftiger Fahrweisen für die beiden untersuchten Kraftwerkstypen quantifiziert und bewertet werden.

6.2 Steinkohle-Kraftwerk Rostock

6.2.1 Referenzszenario bei heutiger Laständerungsgeschwindigkeit

Entsprechend der heutigen gefahrenen Lastgradienten wird auf Basis des zuvor vorgestellten Fahrplans ein Referenzszenario abgeleitet. Die Beanspruchungen in Phase I und II spiegeln den aktuellen Betrieb wider und dienen als Vergleich für alle weiteren Untersuchungen. In den beiden oberen Diagrammen der Abb. 6.3 sind die Verläufe der Netto-Leistung sowie der Wärmeleistung (WL) infolge der Leistungsanforderung des Fahrplans dargestellt. Im unteren Diagrammen sind der negative Lastwechsel von 63 % Amplitude und das Absenken in den Umwälzbetrieb vergrößert aufgetragen, deren Dynamik von besonderem Interesse sind.

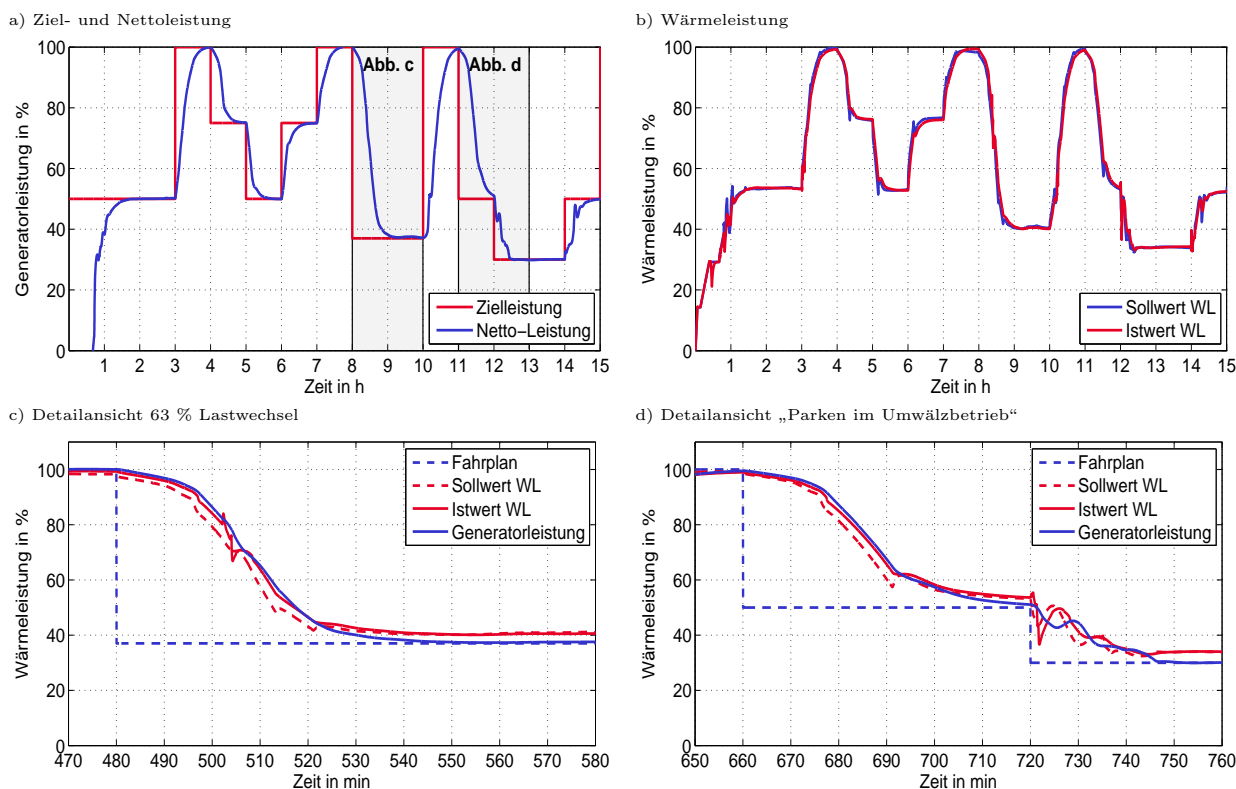


Abbildung 6.3: Verläufe der Generator- und Wärmeleistung des Referenzszenarios

Gut zu erkennen ist die Dynamik des Kraftwerksprozesses am Verlauf der Wärme- und Generatorleistung in Abb. 6.3-a und b. Einen vertieften Blick auf die Dynamik eines sehr großen Lastwechsels erlaubt Abb. 6.3-c. So zeigt sich im fluktuierenden Verlauf der Wärmefreisetzung der Effekt des Abschaltens einer Mühlenebene. Weiterhin ist zu beobachten, dass sich bei 37 % Last die Generatorleistung zögerlich auf den neuen Sollwert einstellt, so ist zwar die Lastrampe 40 Minuten nach Beginn der Lastabsenkung beendet, die Generatorleistung erreicht jedoch erst nach weiteren 20 Minuten den neuen Arbeitspunkt. In Abb. 6.3-d ist zu erkennen, dass es unterhalb von 50 % Last zu einem Schwingen der Wärmeleistung kommt, verursacht durch die sich in Teillast vergrößernden Zeitkonstanten und der zusätzlich als Störung einwirkende, zuvor angesprochene Abfahrt einer Mühlenebene.

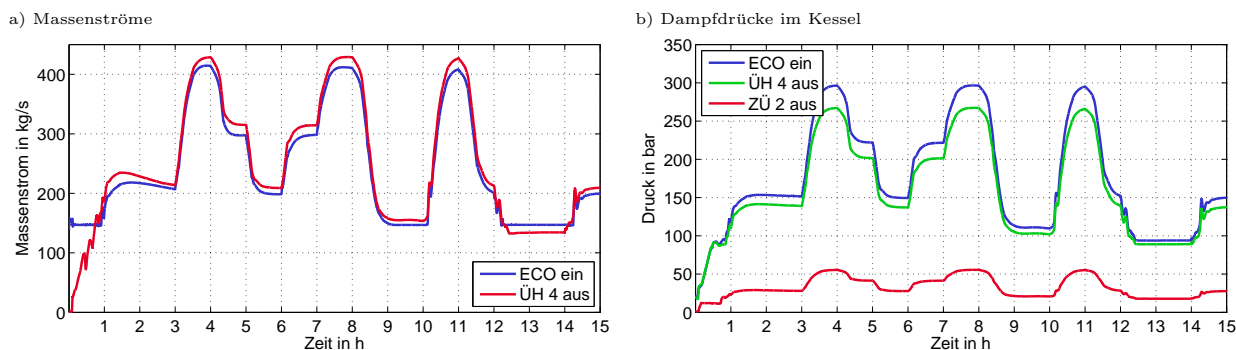


Abbildung 6.4: Überblick über die Dampfmassenströme und -drücke im Kessel für das Referenzszenario

Die in Abb. 6.4 gezeigten Dampfmassenströme und -drücke zeigen gut die proportionale Zunahme von Frischdampfdruck- und -massenstrom mit steigender Last im Gleitdruckbetrieb. Weiterhin ist das Umschalten auf den Bensonbetrieb 60 Minuten nach dem Start anhand der Angleichung des Verdampferdurchflusses an den Frischdampfmassenstrom zu erkennen.

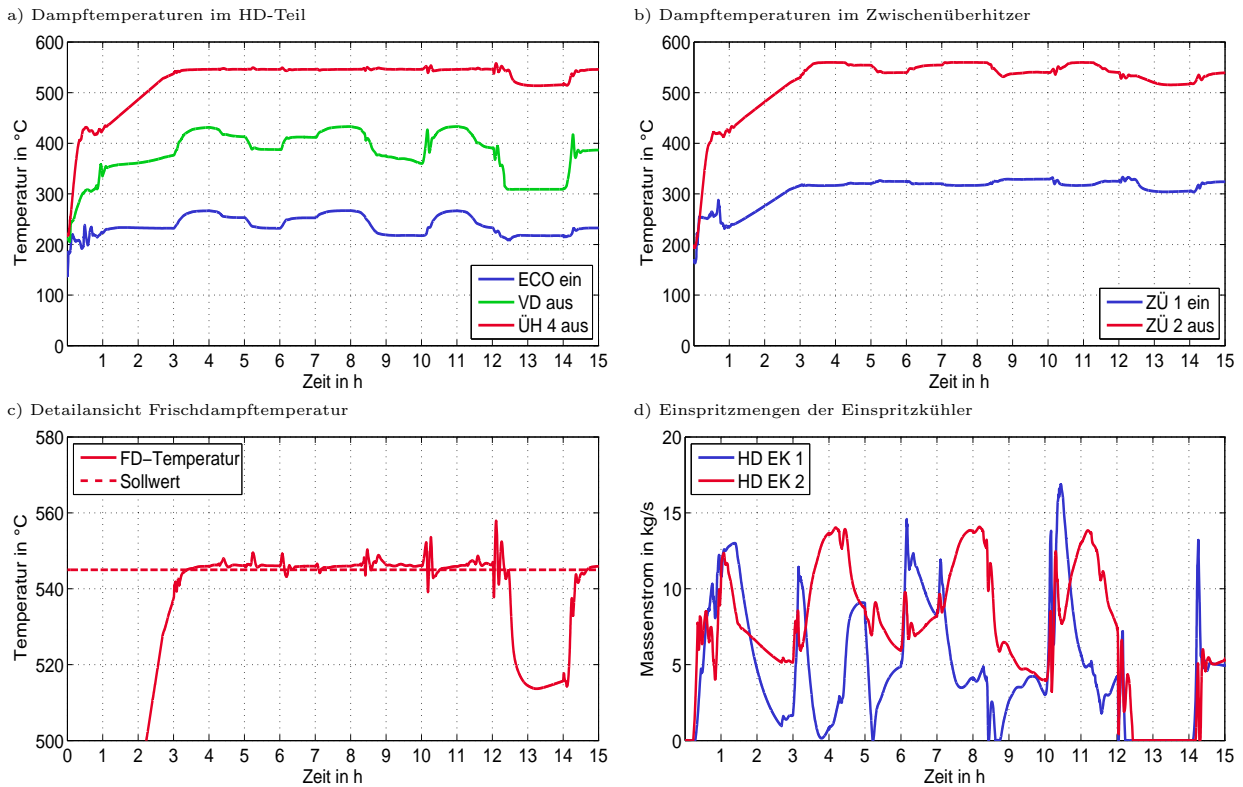


Abbildung 6.5: Temperaturen und Einspritzmengen der Temperaturregelung im Fall des Referenzszenarios

Die Diagramme a und b der Abb. 6.5 geben einen Überblick über die Dampftemperaturen im Kessel. Ersichtlich ist das lastabhängige Gleiten der Verdampfungsendtemperatur in Folge des lastproportionalen Dampfdruckes am Verlauf der Verdampferaustrittstemperatur. Im Gegensatz dazu wird die Frischdampftemperatur durch die Einspritzkühler (EK) konstant gehalten, um so einen hohen Wirkungsgrad in allen Lastpunkten zu gewährleisten und um thermischen Stress für die HD-Turbine zu vermeiden. Gleiches gilt auch für die Zwischenüberhitzeraustrittstemperatur, jedoch gelingt ein Halten aufgrund der Heizflächenkonfiguration nicht, wodurch es zu einem Abfall der ZÜ-Austrittstemperaturen mit Verringerung der Last kommt. Die Detailansicht des Verlaufs der Frischdampftemperatur (Abb. 6.5-c) erlaubt die Beurteilung der Regelgüte der Einspritzkühlerregelung. Während die Schwankungen im Lastband zwischen 50 und 100 % kleiner als 6,7 K sind, vergrößert sie sich bei Absenkung der Last auf 37 % auf 20,5 K. Weiterhin zeigen sich in der Phase des Wechsels von 37 % auf Volllast sehr große Stellamplituden der Einspritzkühler, siehe Abb. 6.5-d.

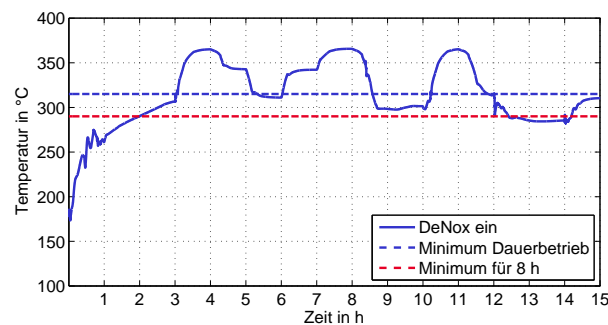


Abbildung 6.6: Referenzszenario: Rauchgastemperatur vor dem Katalysator der Rauchgasentstickung

Um die Einhaltung der Emissionsrichtlinien zu gewährleisten, wird eine Rauchgastemperatur von 315 °C vor dem Katalysator der Rauchgasentstickung benötigt. Mit kleiner werdender Last fällt, wie in Abb. 6.6 gezeigt, auch die Rauchgastemperatur am Kesselaustritt, wodurch es bei geringer Last zu einem Unterschreiten der geforderten Mindesttemperatur kommt. Eine flexible Betriebsweise erlaubt unter Umständen einen Betrieb des DeNox-Katalysators bei 290 °C für 8 Stunden. Diese Thematik wird im Abschnitt 7.1.2 genauer beleuchtet.

Für das Referenzszenario ergeben sich für die Grundbeanspruchungen die in Abb. 6.7-a dargestellten Lebensdauererbräuche und Rissausbreitungen. Es kann festgestellt werden, dass die Sammler (S) und Verteiler (V) der HD-Überhitzer, sowie der Zyklon und die Anfahrflasche am meisten geschädigt werden, wohingegen die Verteiler und Sammler der Zwischenüberhitzer kaum oder nicht beansprucht werden. Die Höhe der Beanspruchung hängt hierbei nicht nur von der einwirkenden Belastung aus Druckänderung und Temperaturgradient ab, sondern auch von der Vulnerabilität des Bauteils. So ist der Zyklon aufgrund seines großen Innendurchmessers und der daraus resultierenden höheren Wandstärke sehr empfindlich gegenüber Temperaturänderungen und weist daher höhere Ermüdungen auf als beispielsweise der thermisch hochbelastete Sammler des Überhitzers 4.

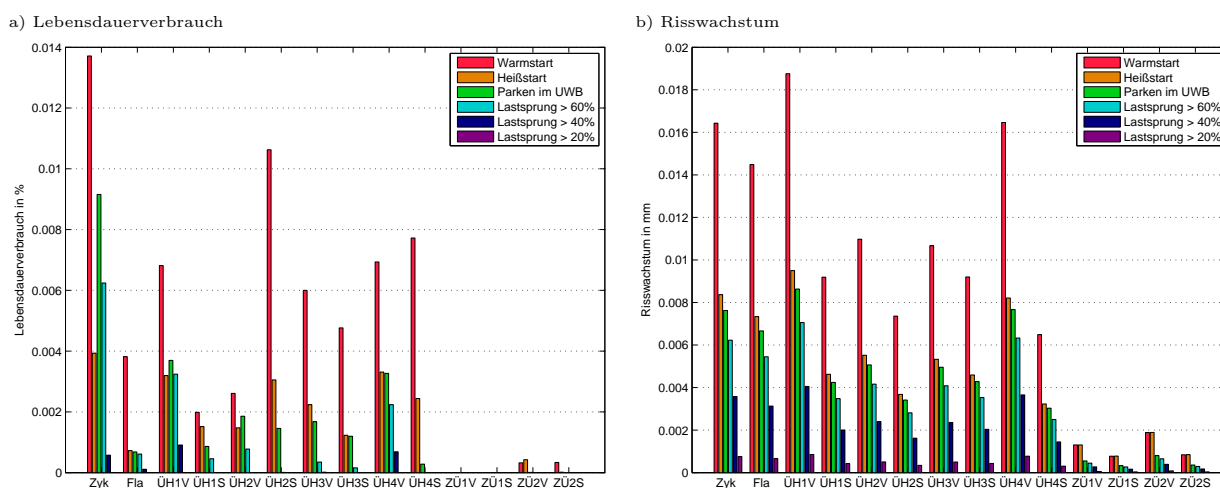


Abbildung 6.7: Lebensdauererbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall des Referenzszenarios

Wie zu erwarten, verursacht der Warmstart¹ im Vergleich den höchsten Lebensdauererbrauch mit maximal 0,0137 % im Fall des Zyklons und mit 0,0065 % als Mittelwert für die hochbelasteten Bauteile der HD-Strecke. Dies entspricht einer ertragbaren, mittleren Zykluszahl von rund 15.380 Anfahrten. Interessanterweise weisen die mittleren Bauteilbelastungen der HD-Strecke im Fall des Heißstarts sowie des Parkens im Umwälzbetriebs mit 0,0023 und 0,0024 % nahezu die gleichen Größenordnungen auf. Weiterhin kann abgeleitet werden, dass Lastwechsel kleiner 40 % so gut wie keine Ermüdung verursachen, da die Spannungsamplituden der Lastwechsel unterhalb der Dauerfestigkeit liegen. Im Gegensatz zum Lebensdauererbrauch durch Wechlerschöpfung verursachen auch die geringen Spannungsamplituden kleiner Lastwechsel eine weitere Schädigung von bereits vorgeschädigten Bauteilen in Form eines Risswachstums (vgl. Abb. 6.7-b).

¹Nur noch übertroffen von den Ermüdungen während eines Kaltstarts, welcher hier jedoch aufgrund seiner geringen Häufigkeit nicht weiter betrachtet wird.

6.2.2 Szenario erhöhter Lastgradient

Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss eines verdoppelten Lastgradienten auf den Kraftwerksbetrieb untersucht. In analoger Weise wie in Abschnitt 6.2.1 wird eine Leistungsanforderung entsprechend des Referenzfahrplans bedient, wie in Abb. 6.8-a ersichtlich.

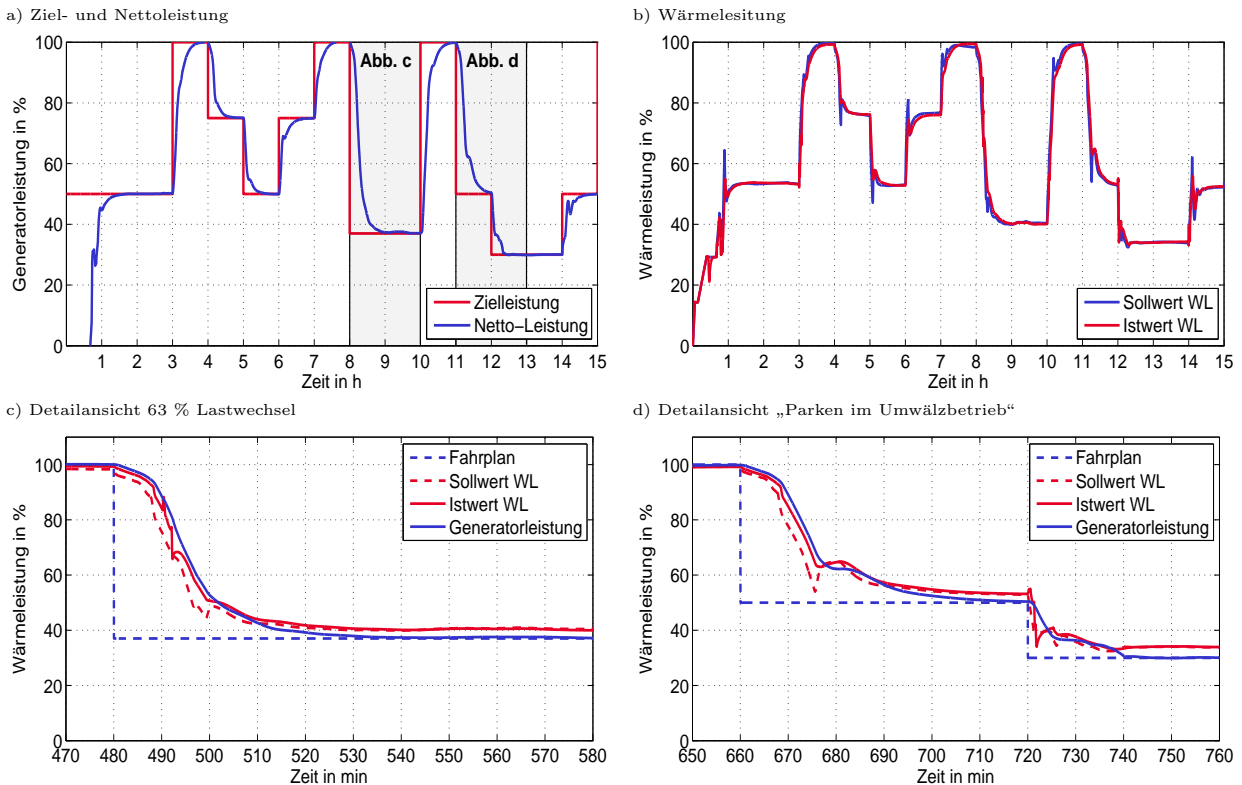


Abbildung 6.8: Verläufe der Generator- und Wärmeleistung des Szenarios „doppelter Lastgradient“

Die gesteigerte Dynamik des Prozesses als Folge der erhöhten zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit ist gut am Verlauf des Soll- und Istwertes der Feuerungsleistung, sowie anhand der Netto-Generatorleistung zu erkennen (vgl. Abb. 6.8-a und b). Weiterhin zeigt sich in der Detailansicht 6.8-c die Dynamik eines sehr großen Lastwechsels bei doppelten Lastgradienten. Hier zeigt sich, dass eine Verdopplung des Lastgradientens nicht gänzlich in eine entsprechend gesteigerte Anlagendynamik umgemünzt werden kann. Zwar ist das Ende der Lastrampe schon nach 20 Minuten erreicht, was einem mittleren Lastgradienten von $3,25 \text{ %/min}$ entspräche, jedoch schwingt sich die Generatorleistung erst nach weiteren 20 Minuten auf die neue Zielleistung ein, wodurch die reale Laständerungsgeschwindigkeit deutlich geringer ausfällt. Dies gilt in vergleichbarer Weise auch für das in Abb. 6.8-d gezeigte „Absenken in den Umwälzbetrieb“.

Die in Abb. 6.9 gezeigten Dampfmassenströme und -drücke zeigen entsprechend des erhöhten Lastgradientens beschleunigte Zustandsänderungen während der Laständerungen im Vergleich zum Referenzszenario, weiterhin ist an der Differenz des Massenstroms am Eco-Eintritt zum Frischdampf-Massenstrom zwischen 720 und 860 Minuten gut das Umschalten auf den Umwälzbetrieb zu erkennen.

Die Verläufe der Dampftemperaturen in Abb. 6.10-a und b geben Aufschluss über die Prozessgüte im Fall des verdoppelten Lastgradientens. So ist in den transienten Phasen gut ein Über- und Unterschwingen der Temperaturen zu erkennen. Deutlich werden diese Schwankungen in der Detailansicht des Verlaufes der Frischdampftemperatur (siehe Abb. 6.10-c), so betragen sie

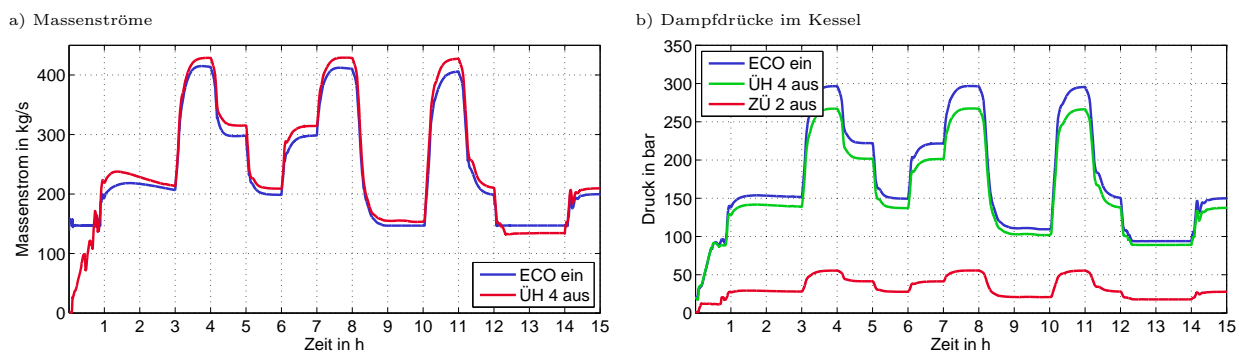


Abbildung 6.9: Überblick über die Dampfmassenströme und -drücke im Kessel für das Szenario „doppelter Lastgradient“

im regulären Lastband 10,7 K, aber in Kombination von verdoppeltem Lastgradient mit sehr großen Lastwechseln kommt es zum Überschreiten des Sollwertes um 32 K, im Vergleich zum Szenario „einfacher Lastgradient“ erhöht sich damit der maximale Regelfehler um 59,7 (zwischen 50 und 100 % Last) bzw. 56,1 % (unterhalb von 50 % Last).

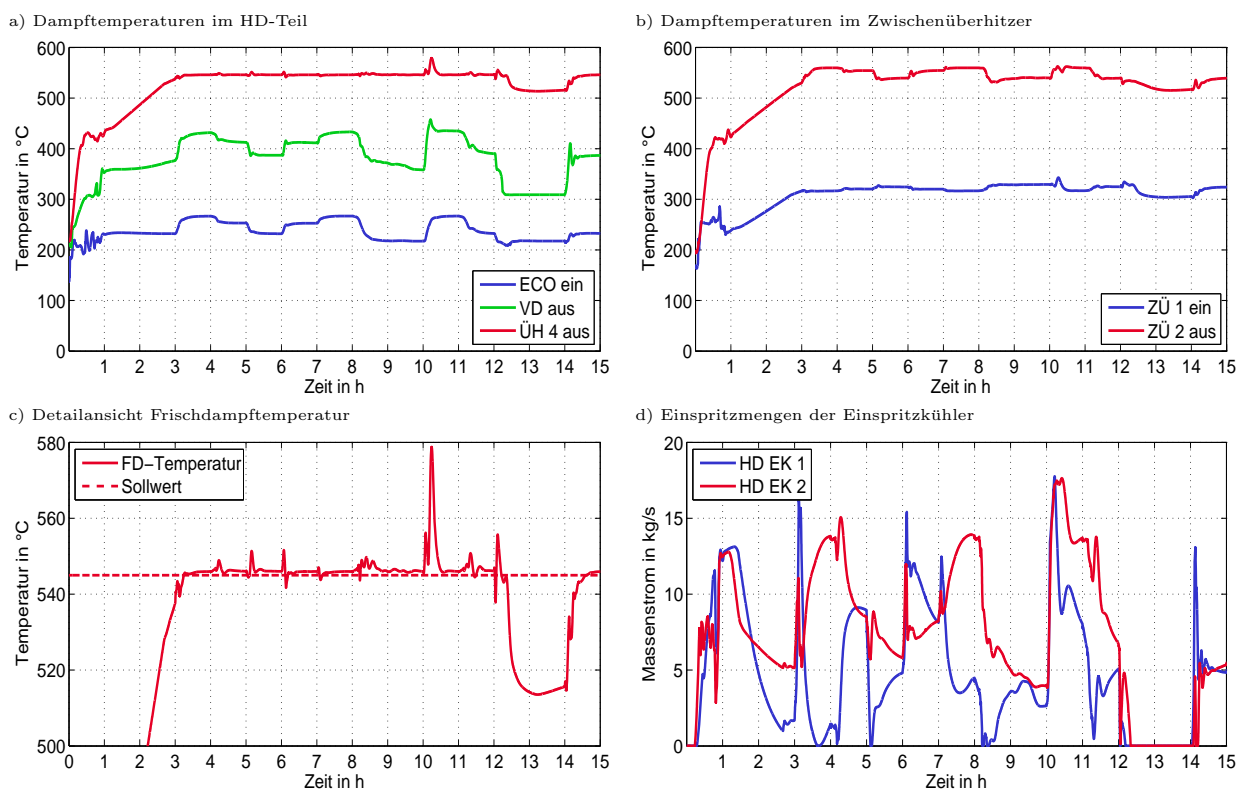


Abbildung 6.10: Temperaturen und Einspritzmengen der Temperaturregelung im Fall eines doppelten Lastgradienten

Die Ursache hierfür liegt in der unzureichenden Güte des Verhältnis von Beheizung zu Kühlung im dynamischen Betrieb, was zu einem Überschreiten des Regelbereiches der Einspritzkühler führt (vgl. Abb. 6.10-d). So spritzen sie beim Wechsel von 37 % auf 100 % Last die maximale Einspritzmenge ein und können darüber hinaus nicht weiter regeln. Auch zeigt sich, dass bei einer Last unterhalb von 37 % die Frischdampftemperaturen nicht gehalten werden können, wodurch auch die Einspritzmengen der Dampfkühler auf null zurückgehen und keine Temperaturregelung mehr möglich ist.

Für den Verlauf der Rauchgastemperatur vor dem Katalysator der Rauchgasentstickung (siehe Abb. 6.11) zeigt sich ein vergleichbares Bild zum einfachen Lastgradienten, ebenso kommt es zur Unterschreitung der geforderten Temperatur unterhalb der Last von 50 %.

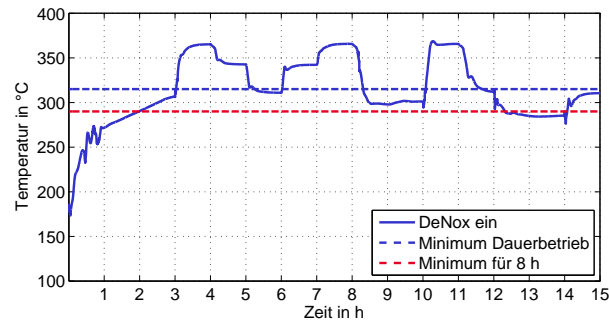


Abbildung 6.11: Szenario „doppelter Lastgradient“: Rauchgastemperatur vor dem Katalysator der Rauchgasentstickung

In Abb. 6.12 sind die Ermüdungen für den Wechsel in den Umwälzbetrieb, sowie eines 63 %, eines 50 % und eines 25 % Lastwechsels mit doppeltem Lastgradienten abgebildet. Qualitativ zeigen sich analoge Ermüdungen sowie Rissausbreitungen wie im Fall des einfachen Lastgradienten. Quantitativ haben sich die Lebensdauererbräuche der Lastwechsel erhöht. So fällt die mittlere Ermüdung für die Bauteile der HD-Strecke im Fall Absenkens der Last auf 30 % um 9,6 % höher aus. Ein unter doppelten Lastgradienten gefahrener 63 % Lastwechsel verursacht einen um 30,7 % höhere Ermüdung als bei heute gefahrenen Laständerungsgeschwindigkeiten, ebenso hat sich die mittlere Bauteilermüdung des 50 % Lastwechsels um den Faktor 1,25 erhöht, bleibt jedoch insgesamt auf sehr geringen Niveau.

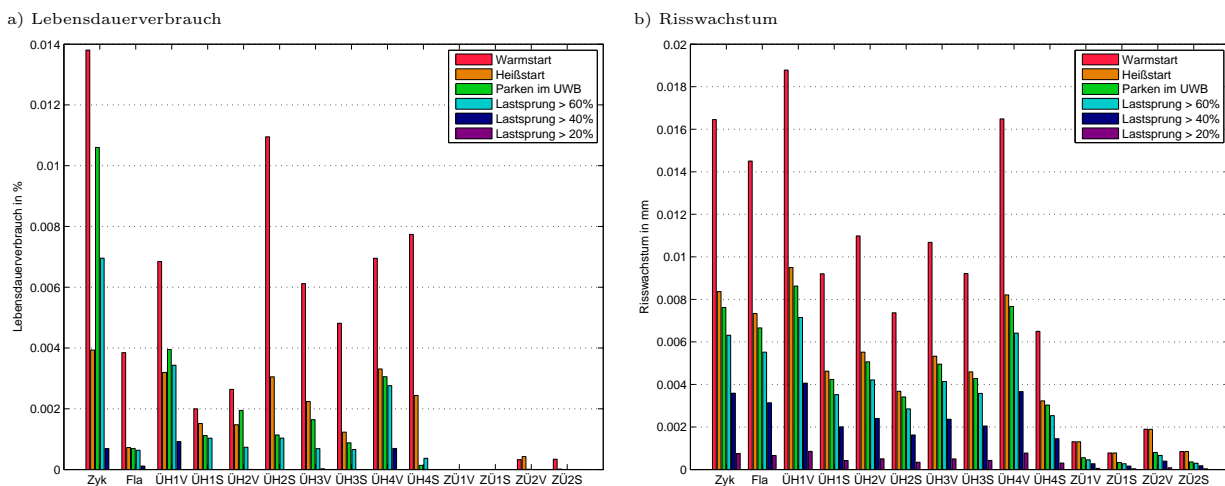


Abbildung 6.12: Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall eines doppelten Lastgradienten

Für die im Diagramm 6.12-b dargestellten Risswachstumsraten zeigen sich im Vergleich zum einfachen Lastgradienten ähnliche Werte, hier wird keine zusätzliche Beanspruchung durch die Erhöhung des Lastgradienten ausgewiesen.

6.3 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

6.3.1 Referenzszenario bei heutiger Laständerungsgeschwindigkeit

In diesem Abschnitt soll der Betrieb der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden bei dem aktuell gefahrenen Lastgradienten von 2,4 %/min untersucht werden. Die Anlage erhält als Lastanforderung den in Abb. 6.2 vorgestellten Fahrplan mit einer Auswahl an verschiedenen großen Lastwechseln. Das Anfahren des Kraftwerks (Phase I) und der Betrieb zwischen 54 und 100 % Last (Phase II) entsprechen der heutigen Fahrweise, wohingegen die großen Lastwechsel in Phase III erst mit einer Absenkung der heutigen Mindestlast auftreten können.

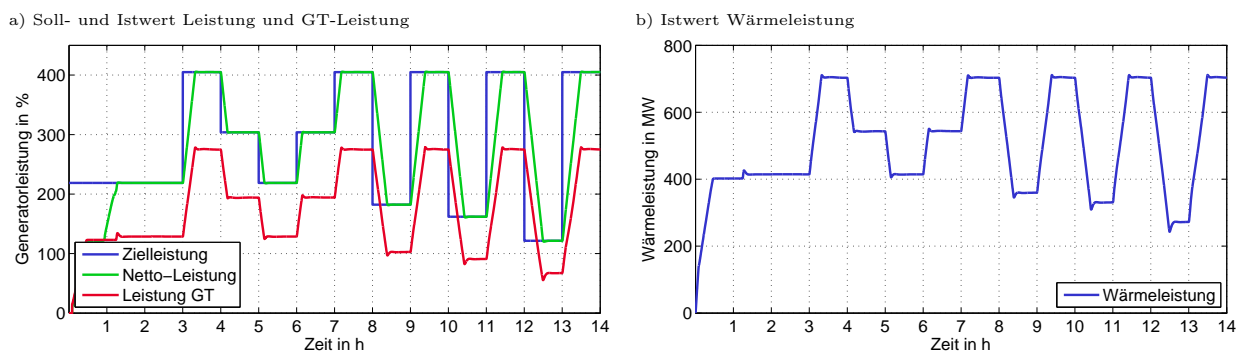


Abbildung 6.13: Verläufe der Generator- und Wärmeleistung für das Referenzszenario

Abb. 6.13-a zeigt die Verläufe der elektrischen Leistungen der Gasturbine sowie der Gesamtanlage im Vergleich zur angeforderten Fahrplanleistung. Der Anteil der Gasturbinenleistung an der Anlagengesamtleistung liegt hier typischerweise bei zwei Dritteln. In Abb. 6.13-b ist der Verlauf der Feuerungsleistung gezeigt, grundsätzlich sind die Lastwechsel durch eine sehr gleichmäßige Änderung der Brennstoffmenge gekennzeichnet. Charakteristisch ist ebenso eine leichte Über- bzw. Untersteuerung der Wärmeleistung gegen Ende eines Lastwechsels, um die Trägheit des Dampfprozesses zu kompensieren.

In den Diagrammen der Abb. 6.14 sind die Drücke und die Massenströme des Gasturbinenprozesses und des Dampfkreislaufs gezeigt. Der im Diagramm a dargestellte Abgasmassenstrom wird durch das Verdichtervorleitrad von 682 kg/s bei Volllast auf 448 kg/s bei der heutigen Mindestlast von 54 % reduziert. Bei einer weiteren Reduzierung der Last bleiben die Massenströme nahezu konstant, da sich das für die Drosselung zuständige Verdichtervorleitrad am minimalen Anschlag befindet. Proportional mit dem Luftmassenstrom fällt auch der Verdichtungsdruck, da beide über die Schluckfähigkeit der Gasturbine miteinander gekoppelt sind. Unterhalb der minimalen Verdichtervorleitradstellung kommt es trotz konstanter Abgasmassenströme zu einem weiteren Abfall des Druckverhältnisses durch fallende Turbineneintrittstemperaturen, wodurch sich der Abgasvolumenstrom bei gleichen Massenstrom weiter verringert.

In Abb. 6.14-c und d sind die Dampfmassenströme und -drücke des HD-, MD-, und ND-Kreislaufs dargestellt. Auch hier verhalten sich die Drücke und Massenströme proportional zur Last, so fallen HD-Dampfdruck und -massenstrom von 103,1 bar und 74 kg/s bei Volllast auf 75 bar und 52 kg/s bei der heutigen Mindestlast von 54 %. Bei einer Absenkung der Mindestlast auf 30 % kommt es dann zu einer weiteren Reduktion auf 47,1 bar und 35 kg/s. Die Dampfdrücke und -massenströme des MD- und ND-Systems sind deutlich geringer, zeigen aber ebenso lastproportionales Verhalten.

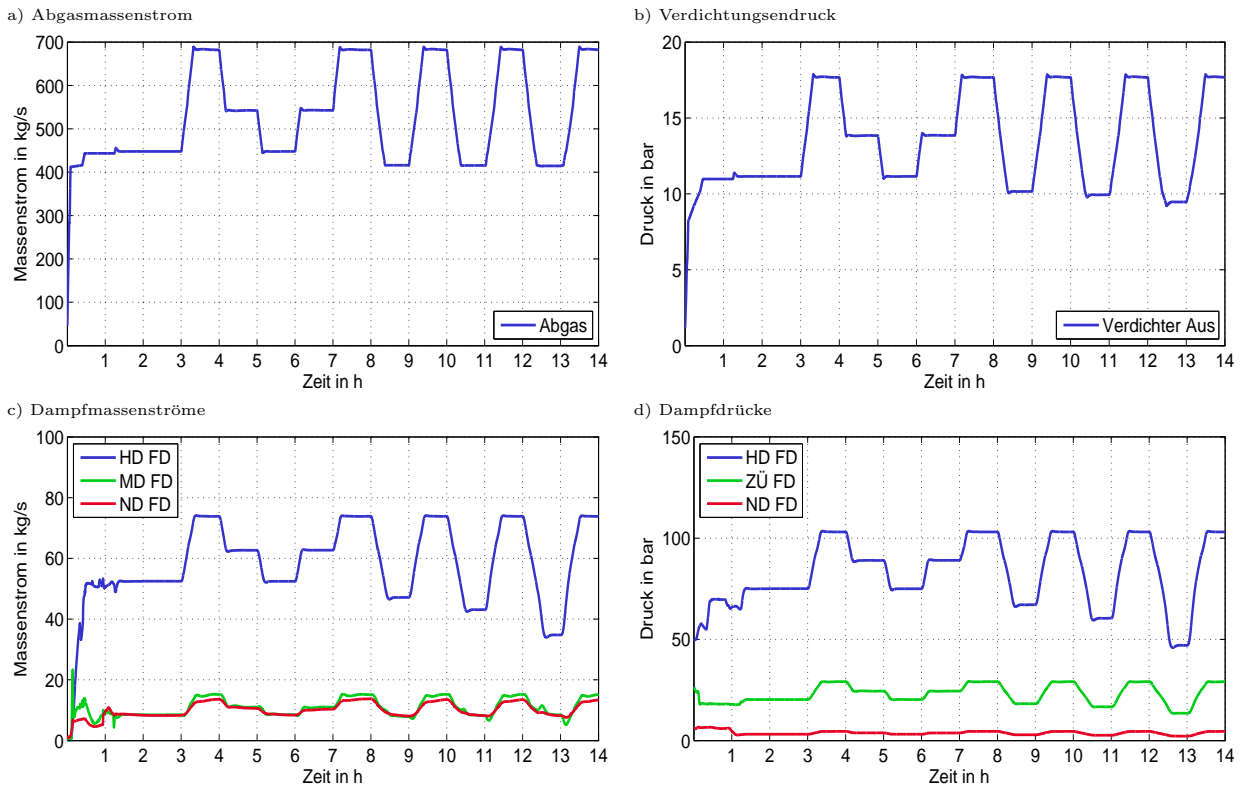


Abbildung 6.14: Luft-, Abgas-, und Dampfmasseströme sowie Drücke im Fall des Referenzszenarios

Der Verlauf der Luft- und Abgastemperaturen wird in Abb. 6.15 gezeigt. Dargestellt ist die Verdichtungsendtemperatur, welche mit dem Verdichtungsverhältnis und demzufolge mit der Last proportional ansteigt. Weiterhin ist der Verlauf der Abgastemperatur am Eintritt des Abhitzedampferzeugers (AHDE) dargestellt, welche durch die Regelung des Luftmassenstroms zwischen 75 und 100 % Last auf 565 °C und zwischen 50 bis 75 % Last auf 580 °C gehalten wird.

Bei niedrigen Lastpunkten kommt es dann zu einem Abfall der Abgastemperaturen, so würde diese bei 30 % Last nur noch 463 °C betragen. Die Abgastemperatur am Austritt des Abhitzedampferzeugers liegt bei rund 80 °C. Die Frischdampf- und Zwischenüberhitzeraustrittstemperaturen sind über eine Grädigkeit von rund 30 K an die Abgastemperatur gekoppelt und fallen demzufolge gleichermaßen unterhalb von 54 % Last ab. In den Dampftrommeln liegt ein Gemisch aus siedender Flüssigkeit und Sattdampf vor, somit entsprechen die Temperaturen der druckabhängigen Verdampfungstemperatur. Der Dampfdruck in den Trommeln wiederum ergibt sich aus der Schluckfähigkeit der Dampfturbinen und steigt mit größer werdenden Dampfmasseströmen und Kessellast.

Als Folge der Veränderung der Frischluft-, Abgas-, und Dampfzustände ergeben sich die in Abb. 6.16 gezeigten Wirkungsgrade der Gasturbine, des Abhitzekessels sowie der resultierende Gesamtwirkungsgrad. Der Wirkungsgrad der Gasturbine ist eine Funktion des Verdichtungsverhältnis, große Verhältnisse sind hierbei thermodynamisch günstig. Eine Verringerung des Druckverhältnissen von 17,7 bei Volllast auf 11,2 bei der heutigen Mindestlast führt zu einer Verschlechterung des Gasturbinenprozesswirkungsgrades von auf 39 auf 31 %, bei einer weiteren Absenkung der Last auf 30 % kommt es zu einer Verschlechterung auf 25 %.

Der Wirkungsgrad des Dampfprozesses ist im Wesentlichen abhängig von den Frischdampf- und ZÜ-Dampfparametern und beträgt bei Volllast rund 32,3 %. Durch eine Erhöhung der Abgastem-

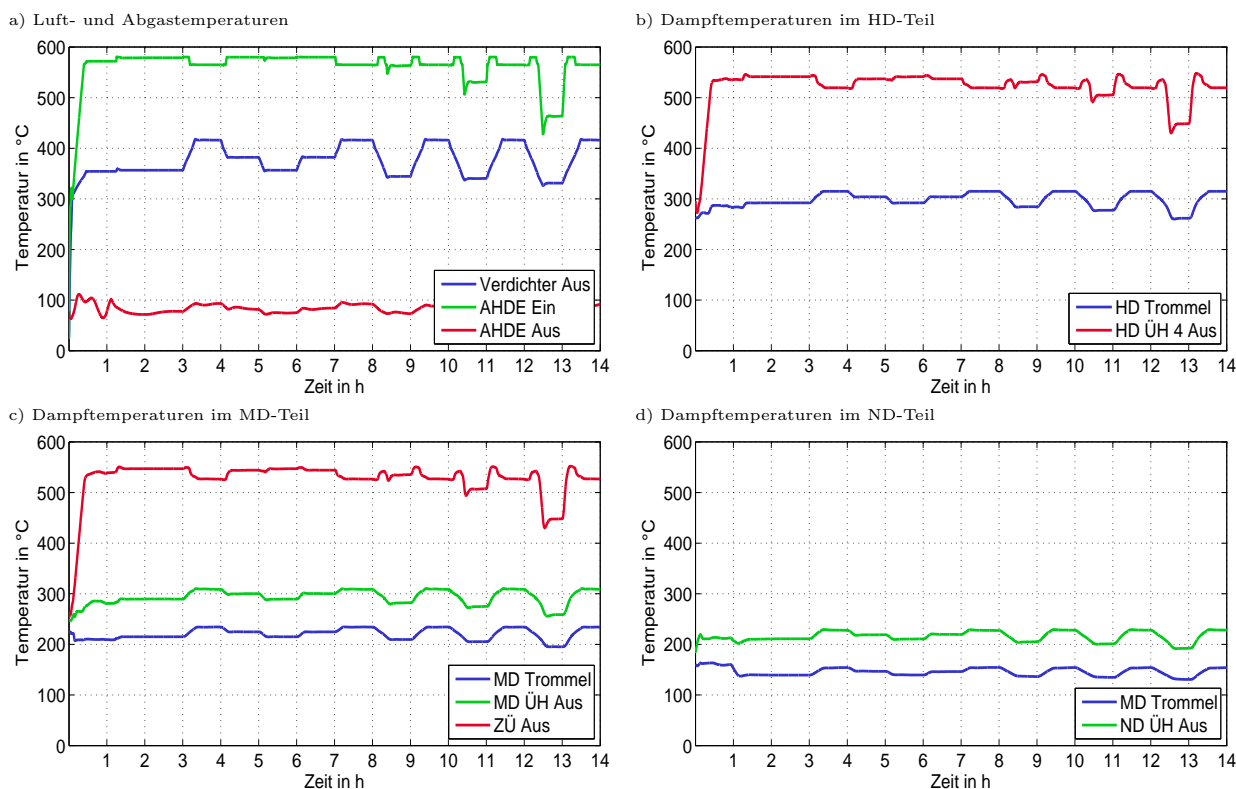


Abbildung 6.15: Luft-, Abgas-, und Dampftemperaturen für das Referenzszenario

peratur am Eintritt des Kessel um 15 K zwischen 54 und 75 % Last erhöht sich der Wirkungsgrad des Dampfprozess in diesem Bereich leicht um 0,8 Prozentpunkte. Erst bei noch geringerer Last und mit fallenden Frischdampftemperaturen reduziert sich auch der Wirkungsgrad des Dampfkreislaufs und liegt bei 30 % Last schlussendlich bei 28,9 %. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage resultiert aus den Wirkungsgraden der beiden Teilprozesse und ist durch einen Abfall von 57,6 auf 52,7 % bei einer Absenkung der Last von 100 auf 54 % gekennzeichnet. Bei einem Betrieb in niedriger Teillast bei 30 % würde sich der Wirkungsgrad auf 44,6 % reduzieren.

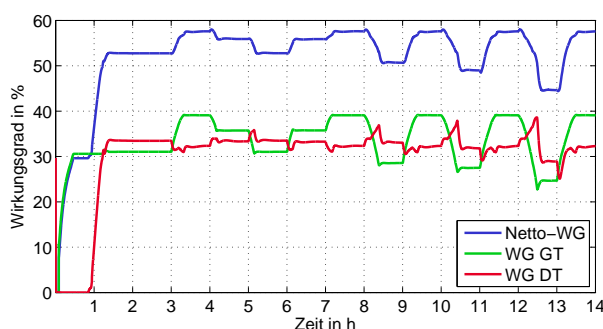


Abbildung 6.16: Referenzszenario: Verlauf des Netto-, Gasturbinen- und Abhitzekegelwirkungsgrades

Aufgrund der großen Anzahl der Heizflächen des Abhitzekegels sollen die Belastungen nur für zwei ausgewählte hochbelastete Bauteile gezeigt werden, den Sammler des HD-Überhitzers 4 und die HD-Trommel, siehe Tab. 6.1. Die dickwandigen Bauteile der MD- und ND-Strecke sind aufgrund der dort herrschenden niedrigeren Dampftemperaturen und -drücke naturgemäß geringer belastet und sollen daher nicht weiter betrachtet werden.

Für die beiden betrachteten Bauteile sind deutliche unterschiedliche Beanspruchungen erkennbar, während der thermisch hochbelastete Sammler des Überhitzers 4 nur geringe Materialer-

Tabelle 6.1: Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für Grundbeanspruchungen im Fall des Referenzszenarios

Grundbeanspruchung	Lebensdauerverbrauch		Risswachstum	
	HD ÜH 4 S	HD Trommel	HD ÜH 4 S	HD Trommel
Heißstart	$1,27 \cdot 10^{-3} \%$	$3,29 \cdot 10^{-7} \%$	$1,90 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$4,96 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
70 % Lastwechsel	$1,46 \cdot 10^{-3} \%$	$8,33 \cdot 10^{-8} \%$	$2,02 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$5,40 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
60 % Lastwechsel	$5,05 \cdot 10^{-4} \%$	$1,11 \cdot 10^{-7} \%$	$1,10 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$2,94 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
55 % Lastwechsel	$2,15 \cdot 10^{-4} \%$	$1,19 \cdot 10^{-7} \%$	$7,52 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$2,01 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
46 % Lastwechsel	$3,91 \cdot 10^{-5} \%$	$1,40 \cdot 10^{-7} \%$	$4,33 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$1,16 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
25 % Lastwechsel	$9,13 \cdot 10^{-9} \%$	$1,64 \cdot 10^{-7} \%$	$9,36 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$	$2,51 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$

müdungen und Risswachstumsraten zeigt, ist die Trommel signifikant höher beansprucht. Dies begründet sich durch den deutlich größeren Innendurchmesser der Trommel im Vergleich zum Sammler, welcher eine deutlich höhere Wandstärke erfordert. Diese wiederum ist nun spürbar anfälliger gegenüber Thermospannungen. Auf diese Besonderheit des Naturumlaufdampferzeugers wird in den folgenden Kapiteln noch detailliert eingegangen.

6.3.2 Szenario erhöhter Lastgradient

Die Auswirkungen eines verdoppelten Lastgradientens von 4,8 % pro Minute auf den Kombiprozess sollen im Folgenden untersucht werden. Hierzu wird ebenso wie im vorherigen Abschnitt die Leistungsanforderung des Referenzfahrplans abgefahren, wie in Abb. 6.17-a dargestellt. Die erhöhte Prozessdynamik durch die erhöhten zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit wird anhand des Verlaufs der Feuerungsleistung (siehe Abb. 6.17-b) und der Netto-Generatorleistung ersichtlich.

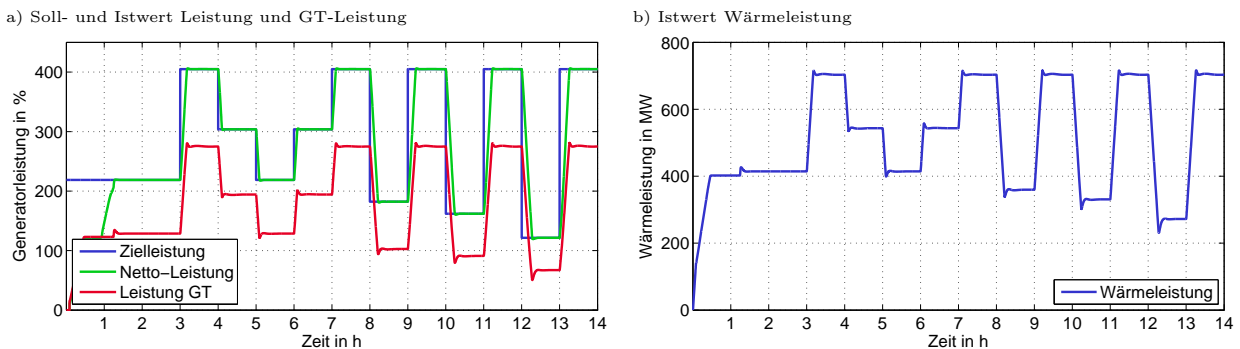


Abbildung 6.17: Verläufe der Generator- und Wärmeleistung für das Szenario „doppelter Lastgradient“

Um eine gleichmäßige Leistungsänderung bei erhöhten Gradienten sicherzustellen und die thermische Trägheit des Abhitzeessels zu kompensieren, erhöht sich die Über- und Untersteuerung der Gasturbine am Ende eines Lastwechsel um ca. 28 % im Vergleich zum Referenzszenario.

Die in Abb. 6.18 und Abb. 6.19 dargestellten Massenströme und Drücke sind im stationären Betrieb identisch mit den korrespondierenden Werten des Referenzszenarios, allerdings haben sich die Druck- und Temperaturänderungsgeschwindigkeiten in den transienten Phasen erhöht, dies hat großen Einfluss auf die später betrachteten Spannungen in den dampfführenden Bauteilen. So erhöht sich beispielsweise der Druckgradient in der HD-Trommel von rund 1,7 auf 2,7 bar pro Minute und der Temperaturgradient von 1,6 auf 2,5 K pro Minute.

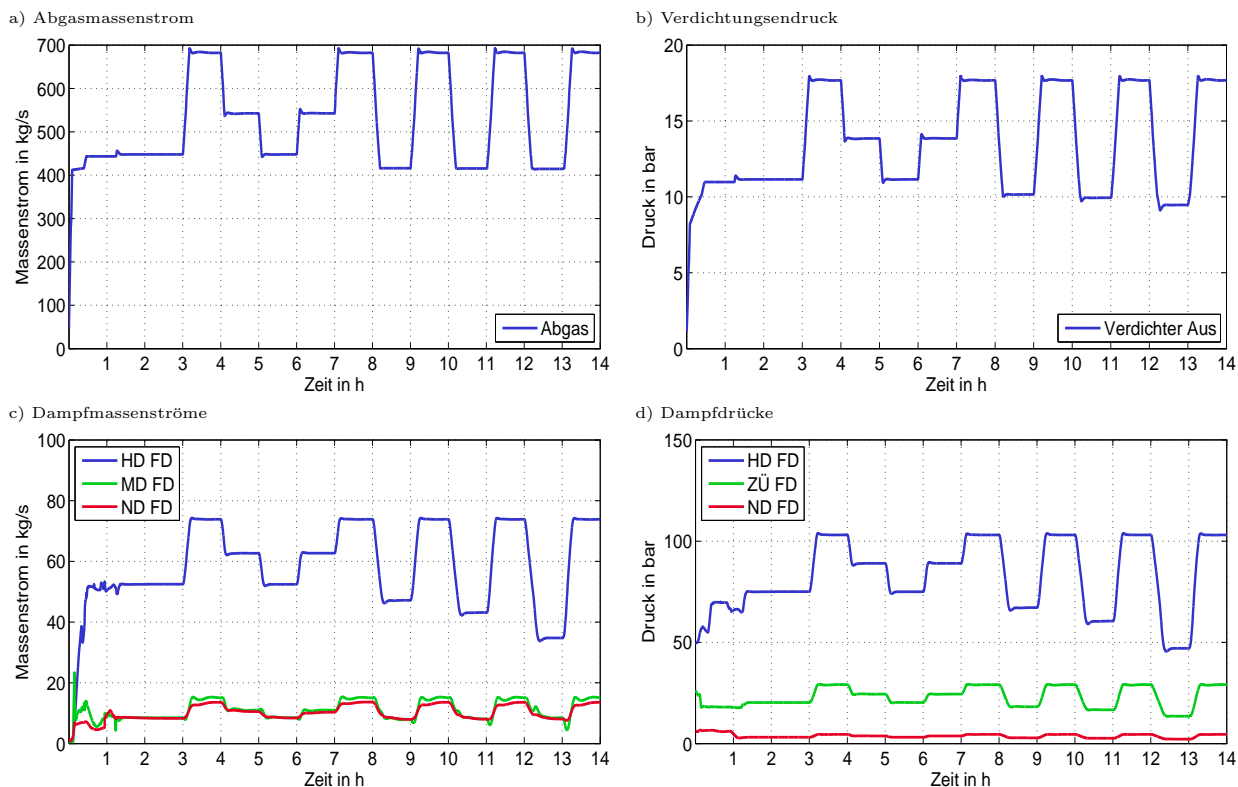


Abbildung 6.18: Luft-, Abgas-, und Dampfmassenströme sowie Drücke im Fall des Szenario „doppelter Lastgradient“

Im Gegensatz zu Steinkohlekraftwerk verlaufen die Dampftemperaturänderungen während der Lastwechsel auch bei verdoppelten Lastgradienten sehr gleichmäßig, was sich durch die hohe Regelgüte der Erdgasfeuerung begründet. Allerdings erzeugt die Über- bzw. Untersteuerung der

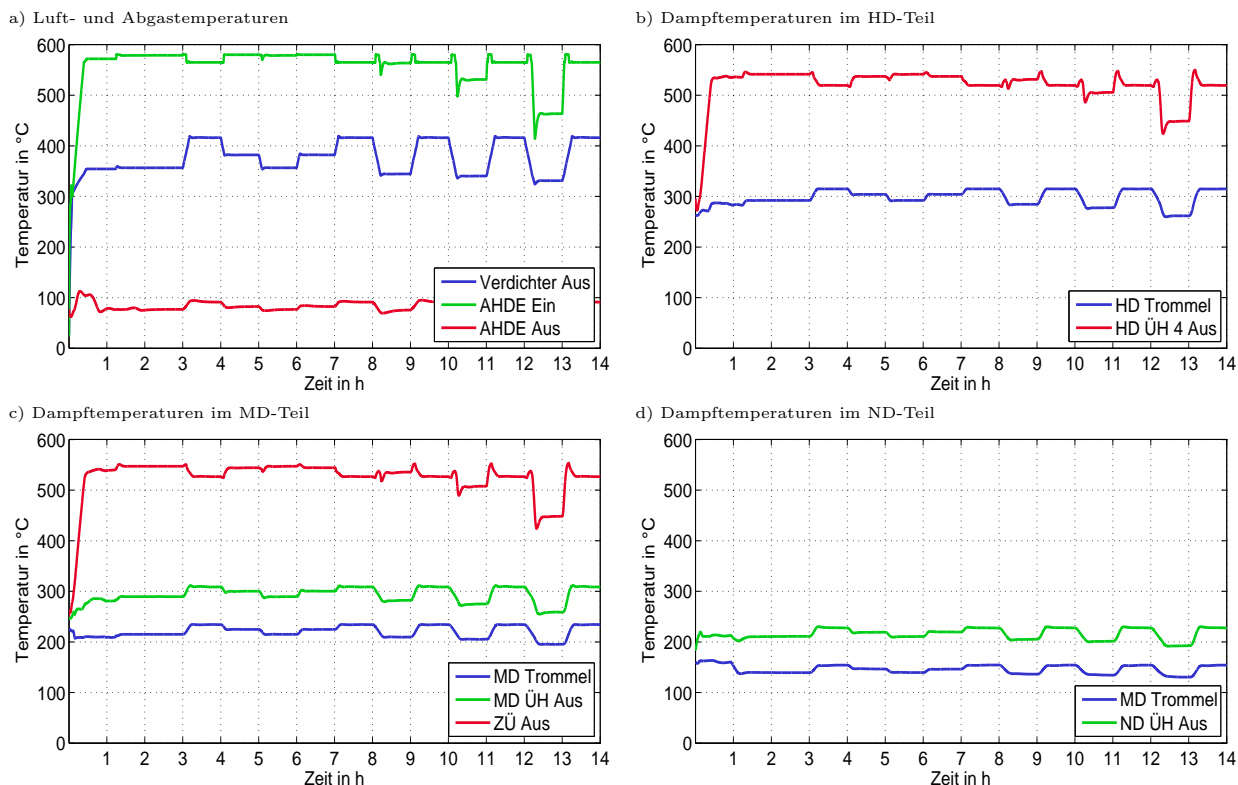


Abbildung 6.19: Luft-, Abgas-, und Dampftemperaturen für das Szenario „doppelter Lastgradient“

Gasturbine zur Überwindung der thermischen Trägheit des Abhitzekessels im gewissen Rahmen Über- und Unterschwingen der Frischdampf- und Zwischenüberhitzeraustrittstemperatur.

Die Wirkungsgrade entsprechen ebenso wie die Prozessparameter im stationären Zustand den Werten des Referenzszenarios. Allerdings lässt sich am Verlauf des Dampfprozesswirkungsgrades während des instationären Betriebs gut der Einfluss der thermischen Trägheit der Bauteile und des Dampfes quantifizieren. So erhöht sich der momentane Wirkungsgrad bei Lastabsenkung durch die eingespeicherte Energie, wohingegen bei Lastaufnahme diese Energie wieder eingebracht werden muss.

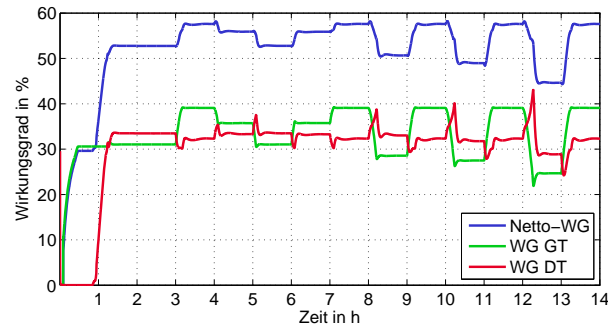


Abbildung 6.20: Szenario „doppelter Lastgradient“: Verlauf des Netto-, Gasturbinen- und Abhitzekesselwirkungsgrades

Die korrespondierenden Lebensdauererbräuche und Risswachstumsraten für das Szenario „verdoppelter Lastgradient“ sind in Tab. 6.2 aufgeführt. Wie schon beim Referenzszenario wird deutlich, dass der Sammler des Überhitzers 4 sehr schwach beansprucht wird und selbst beim Heißstart von äußerst geringen Ermüdungen betroffen ist, wohingegen die großvolumige HD-Dampftrommel um Größenordnungen höhere Lebensdauererbräuche aufweist.

Tabelle 6.2: Lebensdauererbrauch und Risswachstum für Grundbeanspruchungen im Fall eines doppelten Lastgradienten

Beanspruchung	Lebensdauererbrauch		Risswachstum	
	HD ÜH 4 S	HD Trommel	HD ÜH 4 S	HD Trommel
Heißstart	$1,30 \cdot 10^{-3} \%$	$3,70 \cdot 10^{-7} \%$	$1,93 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$5,03 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
70 % Lastwechsel	$1,70 \cdot 10^{-3} \%$	$1,55 \cdot 10^{-8} \%$	$2,05 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$5,47 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
60 % Lastwechsel	$5,80 \cdot 10^{-4} \%$	$1,67 \cdot 10^{-7} \%$	$1,11 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$	$2,98 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
55 % Lastwechsel	$2,47 \cdot 10^{-4} \%$	$1,69 \cdot 10^{-7} \%$	$7,66 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$2,05 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
46 % Lastwechsel	$4,38 \cdot 10^{-5} \%$	$1,87 \cdot 10^{-7} \%$	$4,44 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$1,19 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
25 % Lastwechsel	$1,48 \cdot 10^{-8} \%$	$1,83 \cdot 10^{-7} \%$	$9,64 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$	$2,58 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$

Im Vergleich zum Referenzszenario wird ersichtlich, dass die Ermüdungen der Trommel um rund 20 % über denen des Betriebs bei heutigen Lastgradienten liegen. Im Gegensatz dazu führt eine Verdopplung des Lastgradienten nur zu einer um 3,1 % erhöhten Rissfortschrittsrate im Fall eines bereits vorgeschädigten Bauteils.

6.4 Fazit

Um die Belastungen des dynamischen Betriebs bewerten zu können, wurde ein Referenzfahrplan mit verschiedenen Grundbeanspruchungen, wie Lastwechseln und Anfahrten, erstellt. Für den

zukünftigen Betrieb sind dabei vergrößerte Lastwechsel bei höheren Laständerungsgeschwindigkeiten charakteristisch. Die sich aufgrund der Fahrweise ergebenden Bauteilspannungen ermöglichen das Schädigungspotential bzw. den Lebensdauerverbrauch der einzelnen Grundbeanspruchungen zu ermitteln und ermöglichen so einen quantitativen Vergleich der Beanspruchungen des heutigen und zukünftigen Betriebs. Weiterhin geben die sich bei den unterschiedlichen Arbeitspunkten sowie während der Lastwechsel einstellenden Druck- und Temperaturverläufe einen ersten Eindruck über die Herausforderungen, die sich bei einer Erhöhung der Anlagenflexibilität ergeben.

Auf die Konsequenzen hinsichtlich der Betriebsführung und der Höhe der Bauteilbelastungen, die sich durch Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit und der Absenkung der Mindestlast für Steinkohlekraftwerke und GuD-Anlagen ergeben, soll im sich anschließenden Kapitel ausführlich eingegangen werden.

7 Restriktionen bei der Flexibilisierung von thermischen Kraftwerken

7.1 Steinkohlekraftwerke

7.1.1 Erhöhung des Lastgradienten

Die im vorherigen Kapitel vorgestellten Simulationen zum heutigen und zukünftigen Kraftwerkeinsatz haben gezeigt, dass bei einer Steigerung des Lastgradienten Auswirkungen auf die Regelgüte des Prozesses zu erwarten sind. Grundsätzlich ist die Zielstellung zu jedem Zeitpunkt, speziell während der Phase der Laständerung, das Verhältnis von Beheizung zu Kühlung zu gewährleisten. Je höher nun der zulässige Lastgradient, desto weniger Zeit bleibt für die korrektiv arbeitenden Regler, wie die Enthalpieregulung (vgl. Abschnitt 4.3.5) und die Einspritzkühlerregelung (vgl. Anhang G.3), um mögliche Störungen und Prozessunsicherheiten auszureguln. Dies soll im Folgenden einmal anhand der Abb. 7.1 genauer erläutert werden.

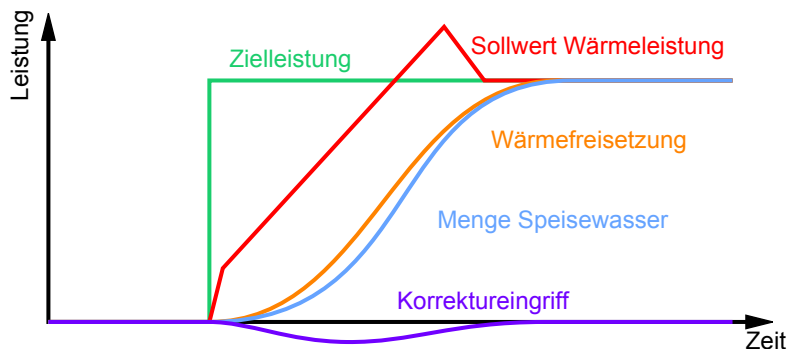


Abbildung 7.1: Problematik der Erhöhung des Lastgradienten am Beispiel eines Lastsprungs

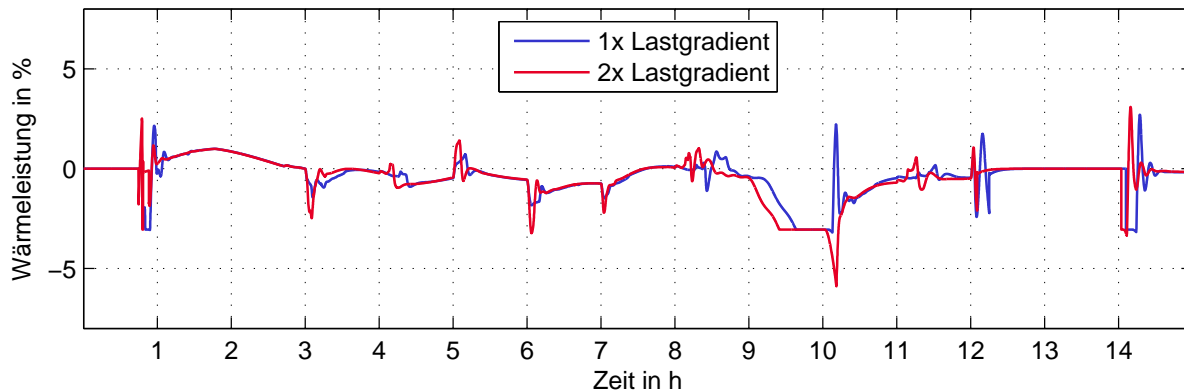
Auf einen Zielleistungssprung folgt das Kraftwerk entsprechend seines zulässigen Lastgradienten mit einer rampenförmigen Sollwertänderung der Wärmeleistung. Aufgrund des Zeitverhaltens der Kohlemühlen kommt es zu einer verzögerten Brennstoffbereitstellung und Wärmefreisetzung, die Zeitkonstanten liegen hier typischerweise bei 2 bis 3 Minuten. Die für die Kühlung des Kessels verantwortliche Speisewasserpumpe ist im Gegensatz dazu signifikant dynamischer und kann innerhalb weniger Sekunden einen neuen Arbeitspunkt ansteuern. Im optimalen Fall folgt die Menge Speisewasser der Wärmefreisetzung, hierfür muss jedoch die Drehzahländerung der Speisewasserpumpe entsprechend dem Zeitverhalten der Kohlemühlen verzögert erfolgen.

Mögliche Abweichungen, wie zum Beispiel einer verschleißabhängigen Mahldynamik der Kohlemühlen, werden durch Korrektur von Speisewassermenge und Wärmeleistung durch die Enthalpieregulung kompensiert. Dieser Regler ist jedoch verhältnismäßig langsam eingestellt, um im Zusammenspiel mit der trägen Regelstrecke nicht zu schwingen. Weiterhin erfolgt eine nachgeschaltete Korrektur der Dampftemperatur mittels Einspritzkühler.

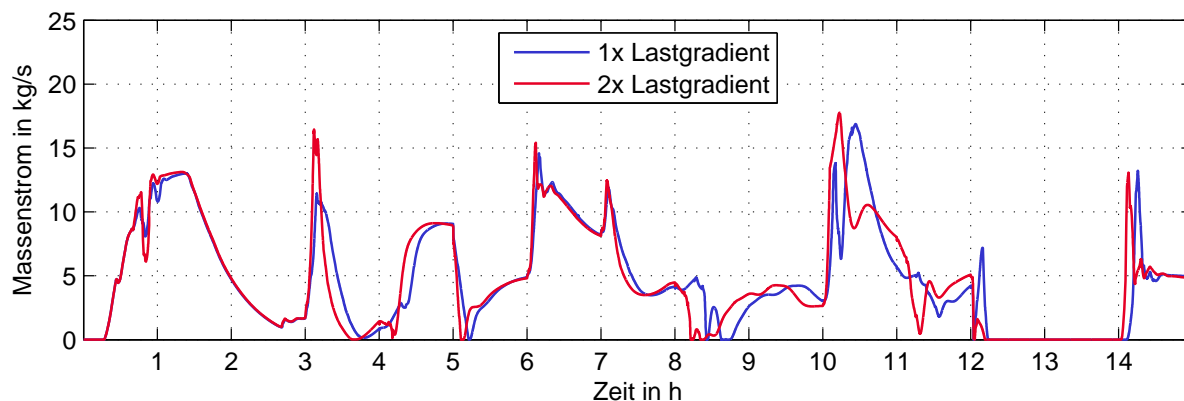
Wird nun der Lastgradient erhöht, erfordert dies ein genaueres Abbilden des Zeitverhaltens von Mühlen und Kessel, damit die Korrekturorgane im Regelbereich bleiben und eine ausreichende

Regelgüte gewährleistet werden kann. Dies soll nun noch einmal quantitativ anhand von Abb. 7.2 belegt werden. Dargestellt sind für den Fall des einfachen und verdoppelten Lastgradienten der Eingriff der Enthalpiekorrektur, sowie die Einspritzmengen der nachgeschalteten Einspritzkühler.

a) Korrektur der Wärmeleistung durch Enthalpieregler



b) Korrektur durch HD Einspritzkühler 1



c) Korrektur durch HD Einspritzkühler 2

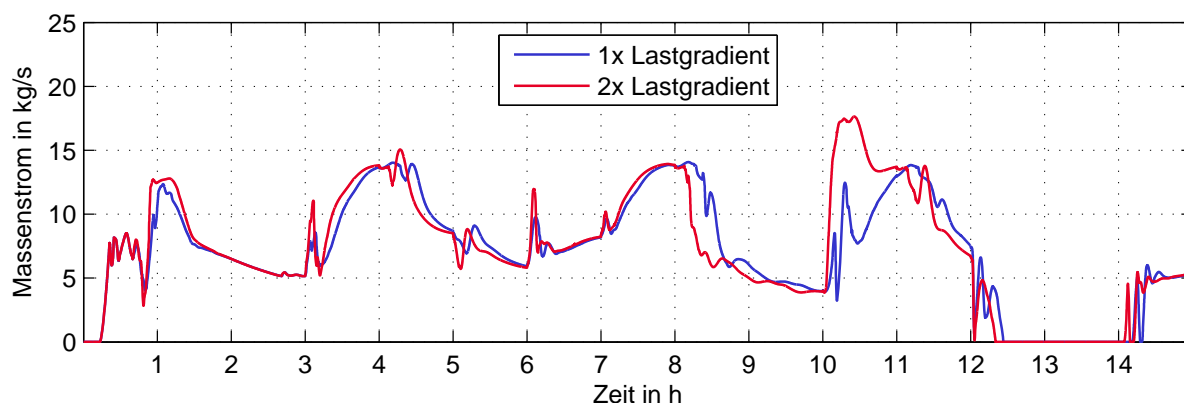


Abbildung 7.2: Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Korrekturorgane

An den Verläufen der korrigierten Wärmeleistung ist zu erkennen, dass sich in der Phase der konventionellen Lastanforderungen zwischen der 3. und der 8. Stunde der Korrektureingriff von maximal 1,88 % auf 3,3 % erhöht. In der Phase der zukünftigen Lastanforderungen (8. bis 15. Stunde) wächst der Korrektureingriff im Fall des positiven Lastwechsels von 37 % auf 100 % Last von 3,3 % auf 5,9 % an. Diese extreme Auslenkung des Reglers reduziert zu Beginn des Lastwechsels die Speisewassermenge als Reaktion auf die erst verzögert einsetzende Wärmefreisetzung. Im weiteren Verlauf des Lastwechsels, nach dem Überwinden der anfänglichen Trägheit

der Kohlemühlen, wird der Korrekturingriff wieder reduziert. Im Fall des doppelten Lastgradienten erfolgt die Rückführung der Auslenkung zu langsam, so dass in der zweiten Hälfte des Lastwechsels die nachgeschalteten Einspritzkühler in ihre Stellgrößenbeschränkung laufen (siehe Abb. 7.2-b und c) und die Frischdampf Temperatur, dargestellt in Abb. 7.3, über den Sollwert hinaus ansteigt.

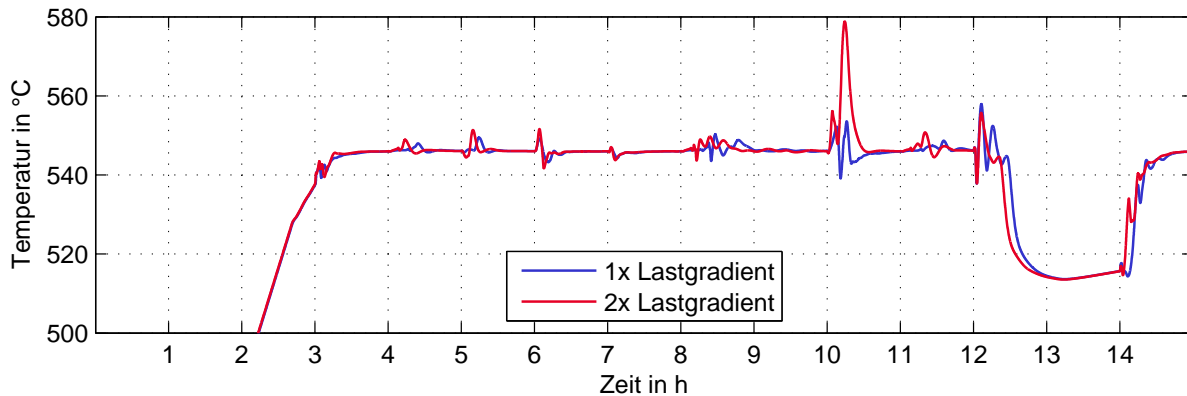


Abbildung 7.3: Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Regelgüte der Frischdampf Temperatur

Abschließend kann gesagt werden, dass im Fall des doppelten Lastgradienten im instationären Betrieb keine optimale Führung von Beheizung zu Kühlung mehr gewährleistet ist und damit ein starker Eingriff der Korrekturorgane bis an die Grenze des Regelbereiches erforderlich ist und es in Folge dessen zum Überschwingen der Frischdampf Temperatur kommt.

7.1.2 Absenkung der Mindestlast

In dem Referenzfahrplan der Auswertung wurden die beiden Lastpunkte, 37 % Last als unteren Punkt des Schwachlastbetriebes, sowie 30 % Last als Parken im Umwälzbetrieb untersucht. Im folgenden Abschnitt sollen nun die Besonderheiten dieser Betriebsweise dargestellt werden, so ergeben sich zwangsläufig aus dem niedrigen Lastpunkt niedrige Dampfdrücke und -temperaturen, welche wiederum zu einem veränderten Spannungszustand in den dickwandigen Bauteilen führen. Im Anschluss daran wird auf die verfahrenstechnische Anforderung einer Mindestrauchgastemperatur für den Katalysator der Rauchgasentstickung eingegangen und abschließend werden die Auswirkungen auf den Teillastwirkungsgrad dargestellt.

Lastabhängige Änderung der Dampfzustände im Kessel

Charakteristischerweise wachsen in der Gleitdruckfahrweise Dampfdruck und Massenstrom proportional mit steigender Last, im Umkehrschluss ergeben sich so für sehr niedrige Teillastpunkte geringe Dampfdrücke. Für die Temperaturen verhält es sich etwas komplizierter. Während die Frischdampf Temperaturen mittels der Einspritzkühler über weite Bereiche konstant gehalten werden und erst mit sehr geringer Last abfallen, entsprechen die Temperaturen am Verdampferaustritt sowie in den ersten Überhitzern der druckabhängigen Verdampfungsendtemperatur und verhalten sich folglich ebenso wie der Dampfdruck proportional zur Last. Diese Lastabhängigkeit der Dampfzustände wird noch einmal für ausgewählte Stellen in folgender Tab. 7.1 aufgeführt.

Tabelle 7.1: Lastabhängige Änderung der Dampfzustände im Kessel

Last	30 %	37 %	50 %	100 %
Verdampferaustritt	305 °C	325 °C	382 °C	435 °C
	97 bar	103 bar	147 bar	280 bar
Frischdampf	524 °C	530 °C	545 °C	545 °C
	90 bar	95 bar	134 bar	262 bar
ZÜ-Austritt	532 °C	535 °C	540 °C	565 °C
	12 bar	21 bar	29 bar	52 bar

Erkennbar ist die große Druckänderung in der gesamten HD-Überhitzerstrecke als Folge des Gleitdruckbetriebs, ebenso wie eine große lastabhängige Temperaturänderung am Verdampferaustritt durch die druckabhängige Verdampfungsendtemperatur. Diese Druck- und Temperaturänderungen im Kessel während der Lastwechsel sind unvermeidbar und werden durch Absenkung der Mindestlast in ihrer Amplitude verstärkt.

Spannungen und Lebendauerverbrauch durch Lastwechsel

Die im vorhergehenden Abschnitt vorgestellten Druck- und Temperaturänderungen im Kessel führen zu Änderungen des Spannungszustandes in den dickwandigen Bauteilen. In Abb. 7.4 werden für die Spannungsverläufe der mechanischen und thermischen Bauteilspannungen des Referenzszenarios für den einfachen und den doppelten Lastgradienten am Beispiel des Zyklonabscheiders und des Überhitzer 4 Sammlers aufgetragen.

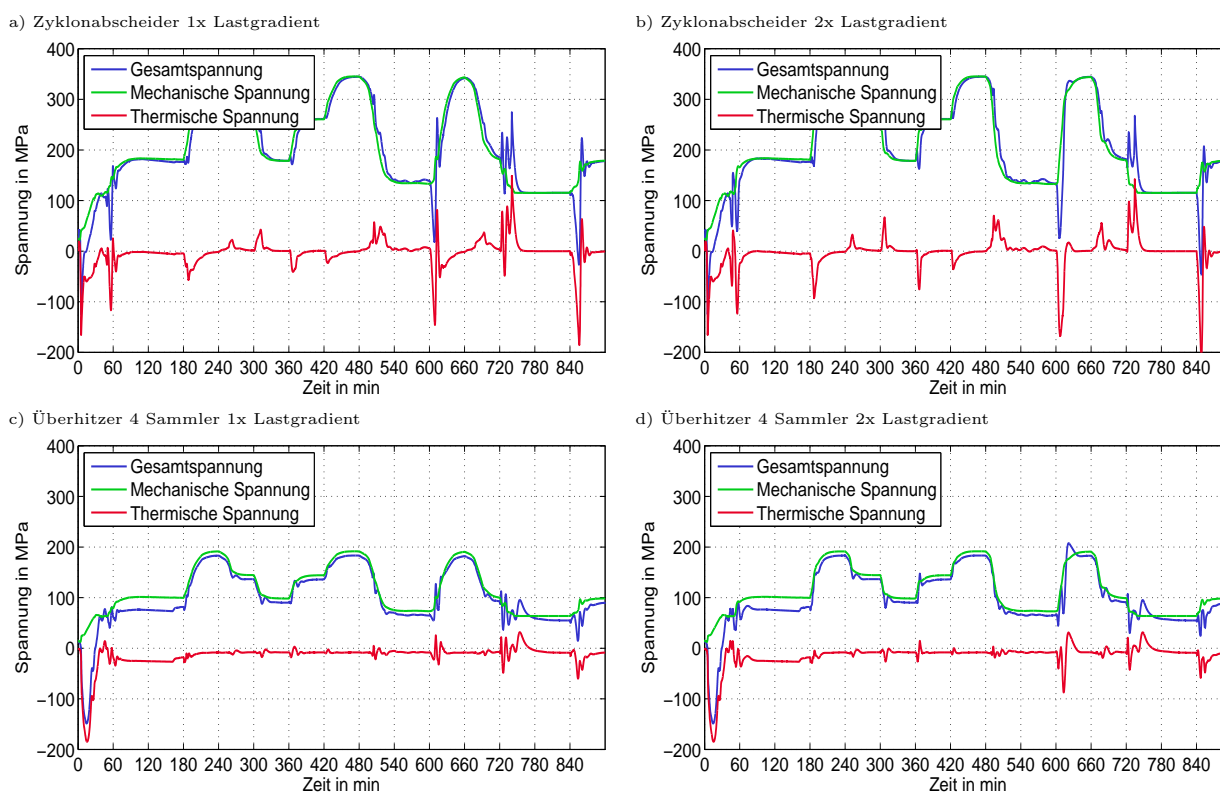


Abbildung 7.4: Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Bauteilspannungen am Beispiel des Zyklonabscheiders und des Überhitzer 4 Sammlers

Für beide Bauteile ist zu erkennen, dass die Druckänderungen der Lastpunktänderungen signifikante Spannungsamplituden erzeugen, welche proportional mit steigender Größe der Lastwechsel

zunehmen. Diese Spannungsamplituden ergeben sich aus der Gleitdruckfahrweise und sind nicht minimierbar.

Im Fall des Zyklonabscheiders ergeben sich aus den Lastpunktänderungen auch Temperaturänderungen infolge seiner Position hinter dem Verdampfer und der druckabhängigen Verdampfungsendtemperatur. Die entstehenden Thermospannungen sind aber nicht allein abhängig von dem Betrag der Temperaturänderung, sondern von der Änderungsgeschwindigkeit, da erst hierdurch die für die Thermospannung verantwortlichen Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenseite der Wandung entstehen. Somit sind die Thermospannungen durch Lastwechseländerungen proportional zum Lastgradienten. Ihr Anteil an der Gesamtspannung ist im Leistungsbetrieb zwischen 50 und 100 % Last selbst bei verdoppelten Lastgradienten gering im Vergleich zum Aufheizvorgang während des Anfahrens, jedoch bei Lastwechseln in niedriger Teillast sind die Amplituden der Thermospannungen beträchtlich. Zusätzlich kommt es aufgrund der im vorherigen Abschnitt erläuterten mangelnden Regelgüte neben den zwangsläufig während der Lastwechsel auftretenden Änderungen der Materialtemperaturen auch zu Schwankungen bzw. zu einem Überschießen dieser Temperaturen. Dadurch werden spürbare Mehrbelastungen durch prinzipiell vermeidbare Wechselbeanspruchungen erzeugt. Somit sollte es Ziel einer schonenden Fahrweise sein, Temperaturschwankungen während der Lastwechsel zu minimieren.

Aus der Summe der Thermospannung und der mechanischen Spannung in einem Bauteil ergibt sich nun für einen Lastwechsel eine Gesamtspannungsamplitude, deren Höhe wiederum für den Verbrauch von Lebensdauer ausschlaggebend ist. Entscheidend hier ist der stark nichtlineare Zusammenhang zwischen Spannung und resultierender Ermüdung, wie auch in Abb. 7.5 ersichtlich.

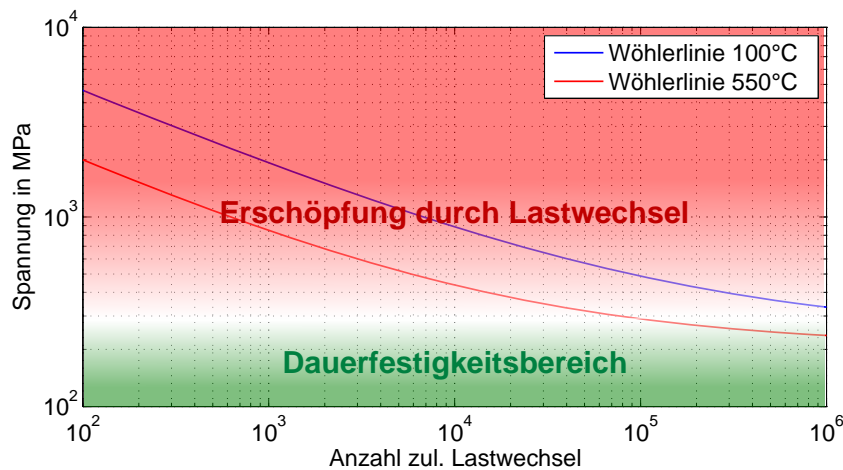


Abbildung 7.5: Die Wöhlerlinie für hochfeste Stähle erlaubt die Ermittlung des aus den Lastwechseln resultierenden Lebendauerverbrauchs [25]

So erzeugt der normaler Lastbetrieb zwischen 50 % bis 100 % mit entsprechenden Zustandsänderungen keinen bzw. nur sehr geringen Lebensdauerverbrauch, da die Spannungsamplituden unterhalb der Dauerfestigkeit liegen. Theoretisch würden selbst die höchstbelasteten Bauteile der HD-Strecke im Kraftwerk 434 Tsd. 50 % Lastwechsel ertragen, wenn das Kraftwerk mit einfachen Lastgradienten gefahren wird. Bei doppelten Lastgradienten wären es noch 408 Tsd. Laständerungen. Lastwechsel größer als 50 % überschreiten dann jedoch die Dauerfestigkeitsgrenze und erzeugen demzufolge Lebensdauerverbrauch. Hier kommt es dann zu einer exponentiellen Zunahme der Erschöpfung mit steigenden Spannungsamplituden. So erträgt das Kraftwerk dann

71.000 bzw. 54.700 65 % Lastwechsel, respektive für einfachen und verdoppelten Lastgradienten. Bei noch größeren Laständerungen geht die Zahl der ertragbaren Lastwechsel weiter zurück, so erträgt das Kraftwerk 41.400 mal bei einfachen Lastgradienten das Parken im Umwälzbetrieb, bzw. 39.800 mal bei verdoppelter Laständerungsgeschwindigkeit. Noch größere Lebensdauer- verbräuche ergeben sich für Anfahrvorgänge, so betragen die Anzahl ertragbarer Starts 43.300 Heißstarts und 15.400 Warmstarts.

Tabelle 7.2: Anzahl der ertragbaren Lastspiele für die untersuchten Grundbeanspruchungen

Grundbean- spruchung	Last- gradient	höchstbelastetes Bauteil	Mittelwert für Bau- teile der HD-Strecke
Warmstart		7.300	15.400
Heißstart		25.400	43.300
Parken im Umwälz- betrieb	1 x	10.900	41.400
	2 x	9.400	39.800
63 % Lastwechsel	1 x	16.000	71.000
	2 x	14.400	54.700
50 % Lastwechsel	1 x	110 Tsd.	434 Tsd.
	2 x	108 Tsd.	408 Tsd.
25 % Lastwechsel	1 x	440 Mio.	621 Mio.
	2 x	421 Mio.	546 Mio.

Neben den hier betrachteten dickwandigen Verteilern und Sammlern des Kessel gibt es noch weitere Bauteile, die durch Wechselbelastungen stark beansprucht werden. An dieser Stelle wären unter anderem noch die HD-Turbinenventile (Schnellschluss- sowie Regelventile) zu nennen, welche ebenso aufgrund ihrer großen Wandstärken Wechselermüdungen auf vergleichbarem Niveau der HD-Verteiler und Sammler unterliegen. Darüber hinaus ist die Turbinenwelle ein Bauteil, welches hohen Belastungen unterliegt. Da die Welle aber im Gegensatz zu den vorher genannten Bauteilen von außen umströmt wird, kommt ihr eine Sonderrolle zu, die im folgenden Abschnitt nochmal getrennt betrachtet wird.

Belastungen der Turbinenwelle

Die Turbinenwellen sind ebenso wie die dickwandigen Verteiler und Sammler im Kessel aufgrund ihrer Massivität durch Wärmespannungen beansprucht, als Folge der Temperaturdifferenzen zwischen dem Welleninnerem und der Wellenoberfläche. Aus diesem Grund werden im Kraftwerk die thermischen Spannungen in der Turbinenwelle überwacht und mittels eines Freibetrages¹ über die Reduzierung des zulässigen Last- und Turbinenventilöffnungsgradienten begrenzt. Im Modell werden die Turbinenspannungen entsprechend der Gleichungen nach Anhang I.5 ermittelt.

Die höchsten Belastungen der Turbinenwelle treten beim Kalt- oder Warmstart auf, die Belastungen während des Leistungsbetriebs im heute üblichen Lastbereich zwischen 50 % und 100 % sind vernachlässigbar gering, aufgrund der geregelten Frischdampf Temperatur. Jedoch im Falle einer Absenkung der Mindestlast unterhalb von 40 % kommt es zu einem Abfall der Frischdampf Temperatur (vgl. Abb. 7.3), wodurch die Turbinenwelle mit fallender Dampf tempe-

¹Der Freibetrag ist die auf die zulässige Bauteilspannung bezogene aktuelle Materialspannung und wird als anschauliche prozentuale Größe in der Leitechnik verwendet.

ratur beaufschlagt wird. Der resultierende Spannungsverlauf für den einfachen und verdoppelten Lastgradienten ist in Abb. 7.6 ersichtlich.

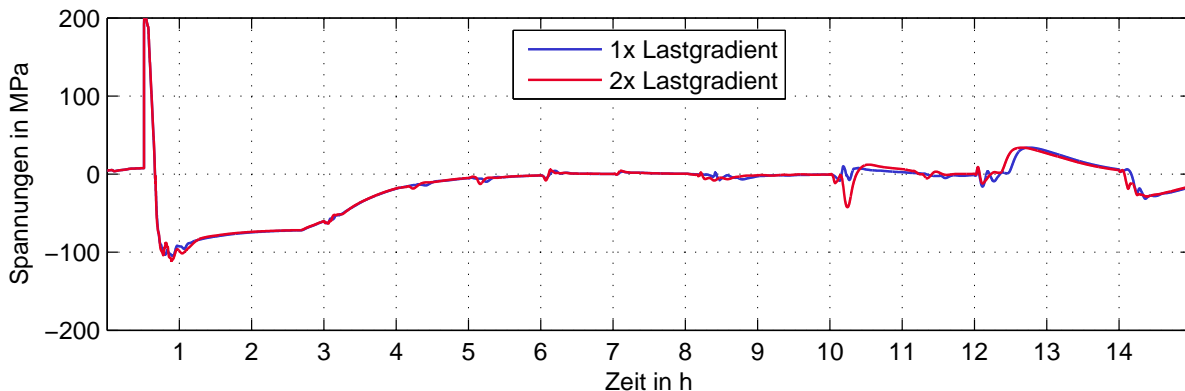


Abbildung 7.6: Spannung der HD-Turbinenwelle entsprechend des Referenzfahrplanes für den einfachen und verdoppelten Lastgradienten

Es wird deutlich, dass die Turbinenwelle in niedriger Teillast im Zeitraum von der 8. bis zur 15. Stunde merklich stärker belastet wird im Vergleich zum Betrieb zwischen 50 und 100 % Last (zwischen der 3. und 8. Stunde). Jedoch sind die maximalen Spannungsamplituden bei sehr großen Lastwechseln bzw. beim „Parken im Umwälzbetrieb mit 57 MPa im Fall des einfachen Lastgradienten und mit 81 MPa bei doppelten Lastgradienten im Vergleich den Beanspruchungen während des Warmstartes (die ersten 3 Stunden) mit rund 300 MPa um 81 % bzw. 73 % geringer und zudem noch innerhalb des Dauerfestigkeitsbereich (vgl. Abb. 7.5).

Weiterhin bestünde auch die Möglichkeit, den Sollwert für die Frischdampf Temperatur mit fallender Last zu reduzieren, so dass der Abfall der Dampf Temperatur am Eintritt der Turbinen geregelt erfolgt und so eine schonendere Fahrweise für die Turbinenwelle realisiert werden kann.

Wirkungsgradabfall über Last

Im diesem Abschnitt soll der Wirkungsgradabfall in der Teillast und dessen Ursachen quantifiziert und diskutiert werden. Dafür sollen zunächst bei einer gewählten Last von 83 % nahe des Nennpunktes die Anteile der einzelnen Verluste des Prozesses beziffert werden. Hierzu wird der Energie- und Exergiefluss des Kraftwerksprozesses betrachtet.

In der linken Darstellung von Abb. 7.7 ist der Energiefluss des Gesamtprozesses dargestellt. Die mit Abstand größte Energieabgabe tritt im Kondensator mit rund 47,8 % auf. Weitere größere Verluste sind der Abgasverlust mit etwa 5,1 % und der Eigenbedarf mit rund 3,4 %. Die restlichen Verluste sind im Vergleich deutlich geringer. Dazu zählen gasseitige Verluste durch Unverbranntes, Strahlung und Schlacke sowie wasserdampfseitig die Wärmeverluste in den Vorwärmern, sowie mechanische und Generatorverluste.

Zusätzlich zeigt Abb. 7.7 die Enthalpieströme der Turbinenanzapfungen, welche zur Vorwärmung des Speisewassers dienen, und die technische Arbeit, die durch die Speisewasserpumpe als Teil des Eigenbedarfs auf das Speisewasser übertragen wird. Des Weiteren ist der Enthalpiestrom für die Vorwärmung der Verbrennungsluft dargestellt. Die allein energetische Bilanzierung des Prozesses ist jedoch nur bedingt aussagekräftig, da die Irreversibilitäten der Energieumwandlung

gen nicht erfasst werden und somit die Güte des Prozesses nicht bewertet werden kann, hierfür ist eine exergetische Betrachtung notwendig.

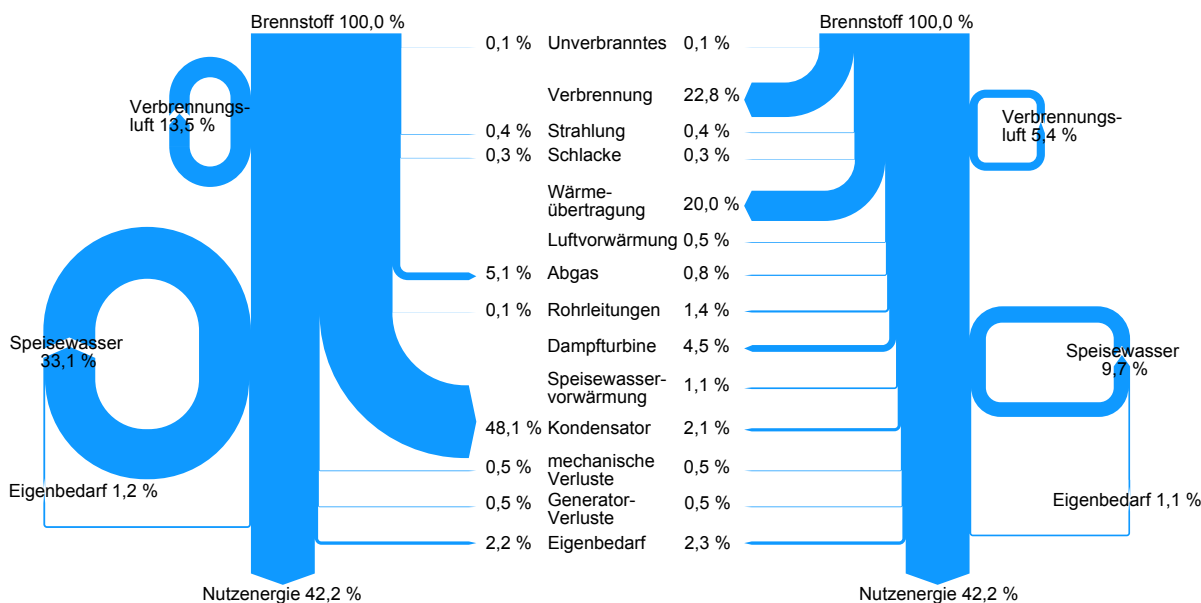


Abbildung 7.7: Darstellung der Umwandlungsverluste im Steinkohlekraftwerk Rostock an Hand von Energie- (links) und Exergiefluss (rechts)

Die Exergie ist der Teil einer Energiemenge, der sich in technische Arbeit umwandeln lässt, so ist insbesondere Wärme nicht vollständig in Nutzarbeit umwandelbar. Durch irreversible Prozesse, wie Reibung und Wärmeübertragung kommt es zu einem Exergieverlust, wodurch sich der Anteil an gewinnbarer Nutzarbeit verringert. Somit ist der Exergieverlust ein Maß für die Güte des Prozesses einer technischen Anlage [45].

In der rechten Darstellung von Abb. 7.7 wird der Exergiefluss des Gesamtprozesses dargestellt. Im Kraftwerk sind die wesentlichen Exergieverluste die Verbrennung und die Wärmeübertragung vom Rauchgas auf den Dampf bei einer Temperaturdifferenz von ca. 1000 K, welche jeweils 22,8 % und 20,0 % der Brennstoffexergie vernichten. Dies ist der Grund warum im Kraftwerk eine beträchtliche Menge nicht mehr umwandelbarer Abwärme abfällt, die im Kondensator abgeführt werden muss. Weitere auf der Gasseite auftretende Exergieverluste erfolgen durch den Abgasstrom mit 0,8 % und durch die Wärmeübertragung im Luftvorwärmer mit 0,5 %. Es ist zu erkennen, dass der Exergieverlust durch das Abgas deutlich geringer ist als der Energieverlust, bedingt durch das geringe Temperaturniveau des Abgases. Im Luftvorwärmer (LuVo) tritt zusätzlich ein Exergieverlust durch die Grädigkeit der Wärmeübertragung auf. Weiterhin entstehen gasseitige Exergieverluste durch Unverbranntes, Schlacke und Strahlung auf, welche aber mit deutlich unter einem Prozent geringe Größenordnungen aufweisen.

Im Wasser-Dampf-Kreislauf setzt sich der Exergieverlust hauptsächlich aus den Reibungsverlusten in den Turbinen mit 4,5 %, dem verbleibenden Exergiepotential des Turbinenabdampfes mit 2,1 %, der Wärmeübertragung in den Vorwärmern mit 1,1 %, sowie den Druckverlusten im Kessel und in den Rohrleitungen mit 1,4 % zusammen. Die mechanischen Verluste und Generatorverluste sind im Vergleich gering. Der Eigenbedarf stellt einen Verlust von etwa 2,3 % dar. Weiterhin zeigt Abb. 7.7 den Exergiegehalt aller Turbinenanzapfungen, die zur Vorwärmung genutzt werden, sowie die Exergiemenge, die dem Speisewasser durch die Speisewasserpumpe

zugeführt wird. Weiterhin ist der Exergiestrom, welcher in dem Luftvorwärmer vom Abgas auf die Verbrennungsluft übertragen wird, dargestellt.

Nach der Diskussion der Verlustanteile im Nennpunkt sollen nun die Teillastfälle bei 30 %, 37 % und 50 % Last mit dem Referenzfall bei 83 % verglichen werden. Hierzu sind in Abb. 7.8 die Anteile der Exergieverluste des Kraftwerksprozesses für die Teillastfälle und den Referenzfall dargestellt. Die Exergieverluste sind prozentual auf die durch die Verbrennung der Steinkohle zugeführte Brennstoffenthalpie bezogen. Die Exergieverluste durch Strahlung, Schlacke und Unverbranntes besitzen für alle Lastfälle prozentual den gleichen Wert. Eine Verschlechterung des Ausbrandes in Teillast wird nicht unterstellt. Auch der Verlust durch Strahlung wird für alle Lastfälle als prozentual konstant angenommen.

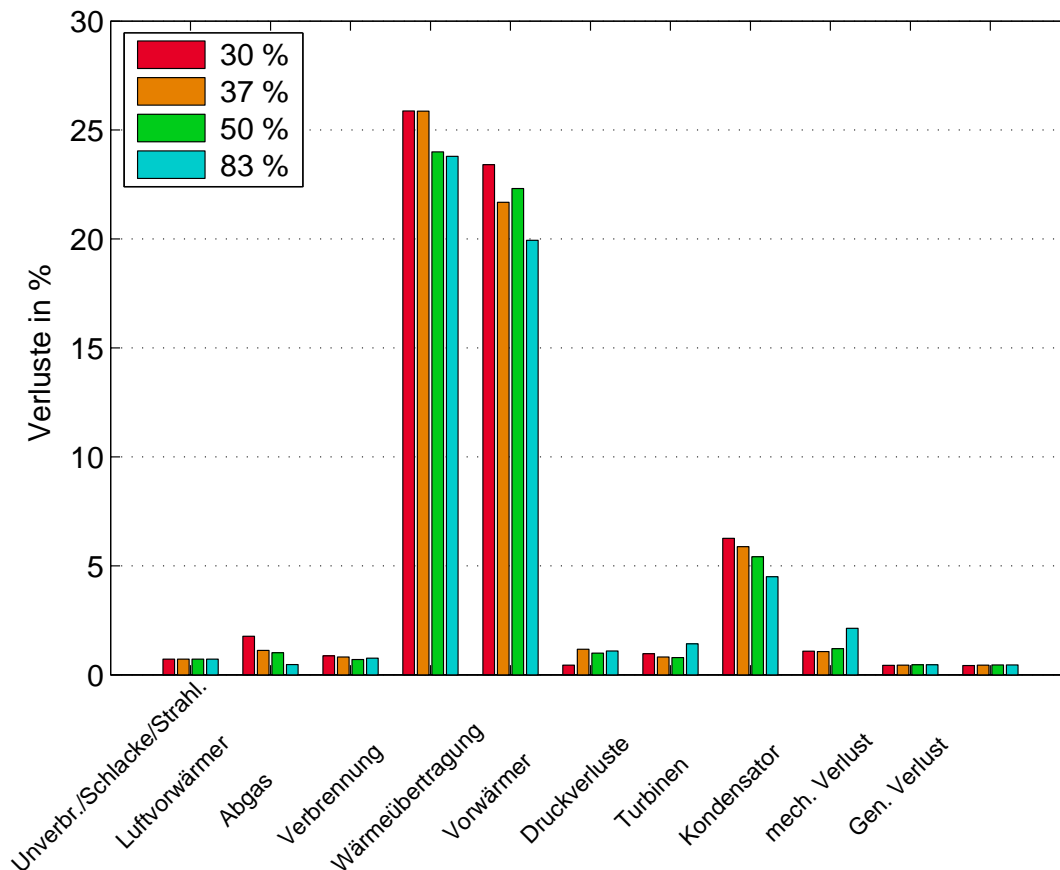


Abbildung 7.8: Vergleich der Exergieverluste des Gesamtprozesses für die untersuchten Lastpunkte

Der Exergieverlust des Abgases steigt mit fallender Last, da der Luftüberschuss von 1,2 bei Volllast auf 1,64 bei 30 % Kessellast ansteigt und somit auch der Rauchgasmassenstrom im Verhältnis zum Brennstoffmassenstrom steigt. Analog verhält sich der Exergieverlust der Wärmeübertragung im LuVo, auch hier steigen die prozentualen Exergieverluste mit den im Verhältnis größeren Massenströmen. Der Exergieverlust der Verbrennung steigt mit abnehmender Last, begründet durch die verringerte adiabate Verbrennungstemperatur infolge steigendem Luftüberschuss bei geringerer Last. Je niedriger die Verbrennungstemperatur, desto größer ist auch der mit der Verbrennung verbundene Exergieverlust. Der Exergieverlust der Wärmeübertragung vom Rauchgas auf den Wasser-Dampf-Kreislauf ist proportional zur auftretenden Temperaturdifferenz. Mit abnehmender Last fällt zunächst die Zwischenüberhitzertemperatur und ab 37 % dann auch die Frischdampfptemperatur, wodurch der Exergieverlust in Teillast größer wird. Dem

entgegen wirkt der Abfall der adiabaten Verbrennungstemperatur, welcher zwischen 100 % und 50 % Last nur gering ist, unterhalb von 50 % Last jedoch progressiv erfolgt.

Für die Exergieverluste des Wasser-Dampfkreislaufs ist zu erkennen, dass sich der prozentuale Exergieverlust durch abgeführte Wärme im Kondensator unter Abnahme der Last leicht reduziert. Da mit abnehmender Last die Kondensatortemperaturen geringer werden, sinkt auch die mit der Wärme abgeführte Exergie und somit der Exergieverlust. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Exergieverluste der ND- und HD-Vorwärmern mit geringer werdender Last zurückgehen. Dies ist mit einer kleineren Grädigkeit im Teillastbetrieb und somit einer geringeren Irreversibilität infolge der Wärmeübertragung zu erklären.

Die bezogenen Druckverluste im Kessel nehmen mit sinkender Last ab, da die quadratisch mit dem Massenstrom korrelierenden Druckdifferenzen überproportional abfallen. Die Exergieverluste der HD- und MD-Turbinen verhalten sich relativ konstant über die Lastpunkte. Dagegen steigt der Exergieverlust der ND-Turbine mit abnehmender Last signifikant an. Da die ND-Turbine in Teillast bis weit in das Zweiphasengebiet hinein entspannt, sinkt der Wirkungsgrad der Turbine stark ab. Demzufolge steigen die Exergieverluste an. Mechanischer Verlust und Generatorverlust verhalten sich konstant über den Lastbereich. Hier wird ein konstanter mechanischer und Generatorwirkungsgrad angenommen.

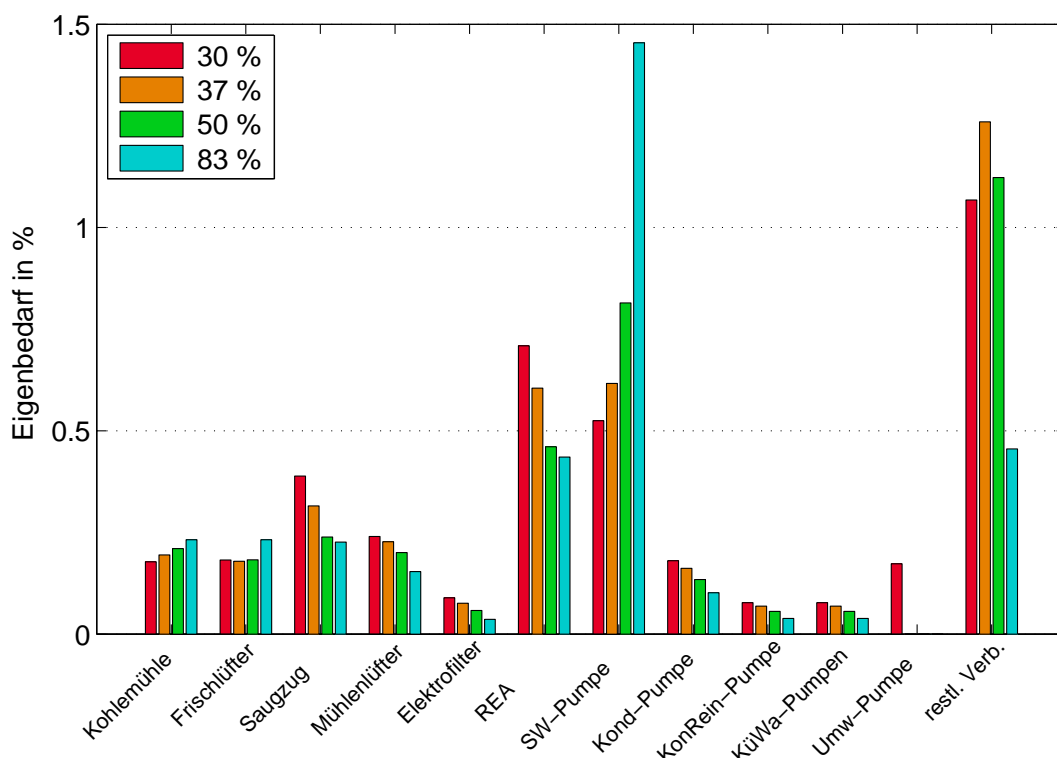


Abbildung 7.9: Vergleich der Zusammensetzung des Eigenbedarfs für die untersuchten Lastpunkte, basierend auf [63]

In Abb. 7.9 wird der auf die Feuerungsleistung bezogene Eigenbedarf des Kraftwerks für die Teillastfälle von 30 %, 35 % und 50 % sowie für den Referenzfall von 83 % dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich der Eigenbedarf der Kohlemühlen mit Abnahme der Last prozentual leicht verringert, begründet durch die Abschaltung einzelner Mühlen unterhalb von 50 %. Der Verbrauch der großen Gebläse ist prozentual nahezu konstant bzw. nimmt in Teillast zu. Zwar fällt der Druckverlust in den Strömungskanälen quadratisch mit der Reduzierung der Massenströme

in Teillast, dem entgegen wirkt jedoch eine Erhöhung des Luftüberschusses in Teillast und ein sich verschlechternder Wirkungsgrad der Gebläse in Teillast. Die Komponenten der Abgasnachbehandlung wie der Elektrofilter und die Rauchgasentschwefelungsanlage zeichnen sich durch ein lastunabhängigen Verbrauch aus. Allerdings werden in Teillast stufenweise eine der parallelen REA-Pumpen abgeschaltet. Dennoch steigt der prozentuale Verbrauch in Teillast an.

Die Speisewasser-Pumpen stellen die größten Verbraucher des Kraftwerks dar. Ihr Eigenbedarf reduziert sich in Teillast überproportional durch die quadratisch fallenden Druckverluste. Zudem sind die Pumpe drehzahl geregelt, wodurch der Teillastwirkungsgrad nur gering abfällt, zusätzlich wird in Teillast eine der beiden parallelen Aggregate abgeschaltet, wodurch der kombinierte Wirkungsgrad der beiden Pumpen über weite Lastbereiche nahezu konstant bleibt. Der Eigenbedarf der Kondensat- und Kondensatreinigungspumpe hingegen verhalten sich nahezu lastproportional. Der Eigenbedarf der Hauptkühlwasserpumpen steigt in Richtung Teillast prozentual leicht an, da diese unreguliert laufen, jedoch wird auch hier in Teillast eine der beiden parallelen Pumpen abgestellt.

Unterhalb der Kessellast von 33 % wird die Umwälzpumpe in Betrieb genommen und tritt als zusätzlicher Verbraucher in Erscheinung. Die restlichen Verbraucher des Kraftwerks ergeben kumuliert einen Anteil 0,45 % bei 83 % Last und 1,25 % bei 37 % Last.

Als Ergebnis fällt mit abnehmender Kessellast gleichzeitig auch der Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks. Die zu Grunde liegenden Hauptursachen sind der Abfall der Zwischenüberhitzer- und Frischdampf-temperatur, sowie der steigende Luftüberschuss, welcher zu einer prozentualen Erhöhung der Frischluft- und Rauchgasmassenströme führt. Des Weiteren reduzieren sich die isentropen Wirkungsgrade der Turbinen in Richtung Teillast. Ebenso ist der relative Anteil des Eigenbedarfs in Teillast größer, da unregulierte Verbraucher einen lastunabhängigen Verbrauch haben, welcher sich nur im geringen Maße durch die Abschaltung paralleler Aggregate verringert. Große Verbraucher wie z. B. der Frischlüfter und der Saugzug sind zwar durch eine Laufschaufelverstellung geregelt, trotzdem kommt es im Teillastbetrieb zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades. Einzig drehzahl geregelte Verbraucher wie die Speisewasserpumpen haben einen nahezu lastunabhängigen Wirkungsgrad.

Tabelle 7.3: Wirkungsgradabfall über Last

Last	30 %	37 %	50 %	100 %
Wirkungsgrad	37,5 %	39,5 %	40,6 %	43 %

Abschließend zeigt Tab. 7.3 die berechneten Kraftwerkswirkungsgrade für die untersuchten Lastpunkte. Zu erkennen ist ein moderater Abfall des Netto-Wirkungsgrades bei Absenkung der Last bis 37 %. Bei noch geringeren Lastpunkten erfolgt dann ein starker Abfall der Frischdampf-temperaturen und das Umschalten auf den Umwälzbetrieb, wodurch sich der Wirkungsgrad rapide verschlechtert.

Erforderliche Rauchgastemperatur für den DeNox Katalysatorbetrieb

Zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte sind kohlegefeuerte Anlagen typischerweise mit einem Rauchgasentstickungssystem ausgestattet. Stand der Technik ist hierbei ein SCR-Katalysator, der in der Regel zwischen Economizer und Luftvorwärmer platziert ist. Hier werden die Stick-

oxide unter Eindüsung von Harnstoff katalytisch zu Stickstoff umgewandelt. Das optimale Temperaturfenster für die selektive katalytische Reaktion liegt zwischen 280 bis 400 °C. Unterhalb dieser Temperatur kommt es zu einem vermehrten Ammoniak-Schlupf [69].

Weiterhin kommt es bei niedrigen Temperaturen zu unerwünschten Nebenreaktionen, so bildet sich in Abhängigkeit des Schwefelgehaltes der verwendeten Kohle Ammoniumsulfat- bzw. Ammoniumhydrogensulfatsalze, welche zur Verschmutzung und Verstopfung der Katalysatorporen führen und so die Konversionsrate verringern. Aus diesem Grund werden die SCR-Katalysatoren heute typischerweise in einem Temperaturfenster von 300 bis 400 °C betrieben. Die Versalzung mit Ammoniumsulfat ist zwar thermisch reversibel, hierfür muss jedoch für längere Zeit der Katalysator bei mehr als 300 °C, vorzugsweise 350 °C betrieben werden. Die Regenerationsdauer hängt hierbei vom SO_2 - und SO_3 -Gehalt des Abgases, sowie von der Regenerationstemperatur ab [75]. Diese Tatsache erlaubt für einen Zeitraum von ca. acht Stunden den Betrieb des Katalysators zwischen 280 und 300 °C .

Tab. 7.4 zeigt den Abfall der Rauchgastemperaturen über die Last. Im Fall des Kraftwerks Rostock wird mit entsprechender Sicherheit eine Mindesttemperatur von 315 °C am Eintritt der Rauchgasentstickung gefordert, so dass prinzipiell die Last unterhalb von 50 % kritisch bezüglich dieser Restriktion ist.

Tabelle 7.4: Abfall der Abgastemperatur über Last

Last	30 %	37 %	50 %	100 %
Abgastemperatur	280 °C	285 °C	315 °C	375 °C

Jedoch gibt es diverse Möglichkeiten der Beeinflussung der Abgastemperatur. So lässt sich beispielsweise durch Verlagern der Flamme in die oberen Brennerebenen die an den Verdampfer übertragene Wärmemenge reduzieren. Der Ausbrand verschiebt sich nach oben und der untere Teil des Verdampfers wird weniger beheizt und die Abgastemperatur am Kesselaustritt steigt. Auch lassen sich die Abgastemperaturen durch das Fahren eines vergrößerten Luftüberschusses erhöhen. Mithilfe dieser Methoden kann die erforderliche Abgastemperatur bis minimal 37 % Last gehalten werden.

Darüber hinaus gäbe es noch Möglichkeiten mittels Zusatzfeuerungen oder Wärmeverschiebesystemen die Abgastemperatur zu stützen. Im Fall von Neubauten kann durch einen wasser- oder rauchgasseitigen Economizerbypass die Katalysatortemperatur sicher geregelt werden [69].

7.1.3 Weitere Restriktionen bei der Flexibilisierung

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der thermodynamischen Untersuchungen des Gesamtprozesses und der Bewertung der Reglerdynamik hinsichtlich der Flexibilisierung des Kraftwerkseinsatzes. Darüber hinaus gibt es noch eine Vielzahl nicht untersuchter weiterer Aspekte, die bei einer Absenkung der Mindestlast und bei einer Erhöhung des Lastgradienten berücksichtigt werden müssen bzw. Anpassungs- und Optimierungsmaßnahmen erfordern. An dieser Stelle sei eine Auswahl von Restriktionen erwähnt, von denen jedoch nicht jede Anlage gleichermaßen betroffen ist.

Im Fall der Feuerung kann es bei Feuerungswärmeleistungen unter 40 % zu Instabilitäten der Verbrennung kommen. Die Brennerflammen beginnen zu pulsieren und können bei weiterer Ab-

senkung der Last sogar kurzzeitig abreißen. Als Folge gelangt ungezündeter Kohlestaub in den oberen Teil des Kessels, wo es zu Verpuffungen kommen kann. Weiterhin sinken die Strömungsgeschwindigkeiten der Primärluft am Brenneraustritt, so dass die Gefahr von Rückzündungen besteht. Abhilfe hierfür können Modifikationen am Brenner schaffen, wie z.B. die Nachrüstung von Zahnkränzen, Flammenhalteringen oder geringfügige Änderungen der Luftzuführung [69].

Aus Sicherheitsgründen sind Kohlekraftwerke üblicherweise mit zwei parallelen Speisewasserpumpen ausgerüstet, wobei im oberen Lastbereich beide Aggregate parallel laufen. Die Umschaltung von ein auf zwei Speisewasserpumpen im Teillastbereich kann zu Schwankungen der Speisewassermenge führen. Im untersuchten Kraftwerk erfolgt der Umschaltvorgang auf den Zweipumpenbetrieb bei 65 % Last und somit im heute gefahrenen regulären Lastbereich und ist unkritisch.

Eine Erhöhung des Lastgradienten fordert eine ebenso schnelle Steigerung der Luftzufuhr, um jederzeit eine vollständige Verbrennung zu gewährleisten. Im gleichen Maße muss das Saugzuggebläse nachgeführt werden, um den Feuerraumdruck konstant zu halten. Ist nun die Regelung des Saugzuges nicht optimal mit der Frischluftregelung abgestimmt, kann es zu Schwankungen des Feuerraumdruckes kommen.

Weiterhin kann der Betrieb bei sehr geringen Kessellasten von unter 25 % durch die Dampfturbinen begrenzt werden, durch die verschlechterte Anströmung in Teillast sinkt der Umsetzungsgrad und die Abdampftemperatur steigt. Bei rund 15 % Last würden dann schließlich die Turbinenentwässerungsventile öffnen. Soll die Last noch weiter abgesenkt werden, müsste der Frischdampf um die HD-Turbine herum direkt auf die MD- und ND-Stufen geleitet werden. Hierfür müssen die Frischdampfventile des HD-Teil nahezu geschlossen werden. Die HD-Turbine wird nun über die Welle im Leerlauf angetrieben und befindet sich im Ventilationsbetrieb. Der verbleibende Dampfmassenstrom ist für die Kühlung der Schaufeln nicht ausreichend und es kommt zur Überhitzung. Ein derartiger HD-Turbinenbypass würde dann eine direkte Evakuierungsleitung von dem HD-Gehäuse zum Kondensator erfordern, um das unzulässige Aufheizen der HD-Turbine durch die Leerlaufventilation zu verhindern.

7.2 GuD-Anlagen

7.2.1 Erhöhung des Lastgradienten

Die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit der GuD-Anlage wird ebenso wie beim klassischen Dampfkraftwerk durch die thermischen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen des Abhitzebeckens begrenzt. Die Gasturbine hingegen wäre in der Lage im Solobetrieb deutlich höhere Lastgradienten zu fahren, ohne durch eine erhöhte Bauteilermüdung betroffen zu sein. Im Gegensatz zu dem Bensonkessel des Steinkohlekraftwerks Rostock besitzt die GuD-Anlage einen Naturumlaufabhitzedampferzeuger. Dieser benötigt bauartbedingt großvolumige und dickwandige Dampftrommeln² (siehe Abb. 7.10), welche aufgrund ihrer großen Wandstärke empfindlich gegenüber Thermospannungen sind.

²Die Dampftrommeln werden bei einem Naturumlaufkessel für die Abtrennung des Dampfes von nicht verdampftem Wasser am Austritt der Verdampferheizfläche benötigt.

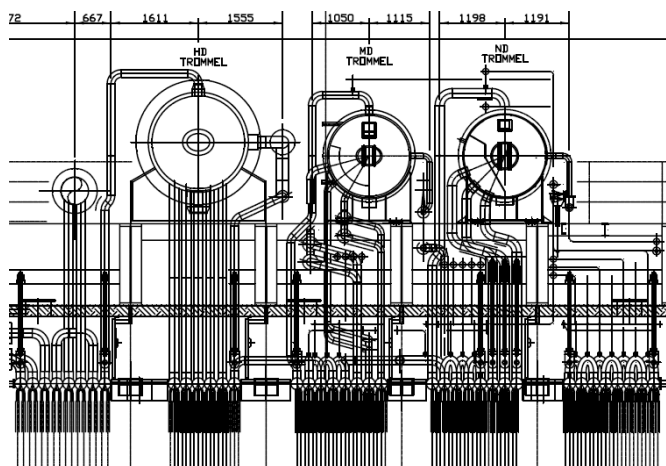


Abbildung 7.10: Dickwandige Dampftrommeln des Kraftwerks Mainz Wiesbadens über den Heizflächen des Abhitzekessels

Allerdings besteht bei der GuD-Anlage nicht das im Abschnitt 7.1.1 beschriebene Problem der trägen und mit Unsicherheiten behafteten Kohlefeuerung. Die Erdgasfeuerung weist eine hohe Regelgüte auf, so dass die Bauteiltemperaturänderungen während der Lastwechsel nahezu gleichmäßig erfolgen. Im Bezug auf die Bauteilspannungen entspricht dies dem optimalen Fall, was aber auch im Umkehrschluss bedeutet, dass hier keine Möglichkeit einer weiteren Reduzierung der Materialspannungen besteht.

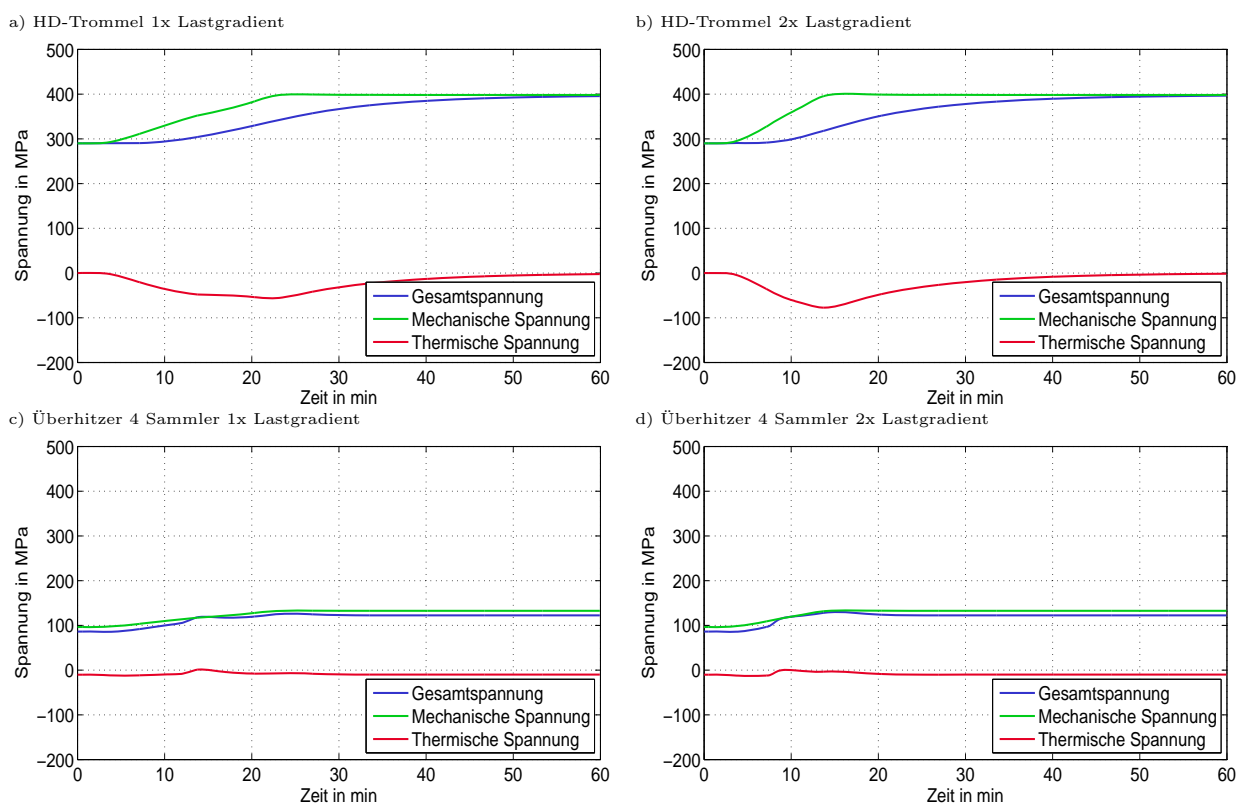


Abbildung 7.11: Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Bauteilspannungen am Beispiel der Beanspruchung der HD-Trommel und des Überhitzer 4 Sammlers während einer Laständerung von 54 % auf 100 %

Somit geht eine Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit unweigerlich mit einer Erhöhung der Thermospannungen einher, was in Folge zu einem vermehrten Lebensdauererbrauch führt. Die Auswirkungen einer Verdopplung des aktuell gefahrenen Lastgradienten-

ten von 2,4 %/min auf die Bauteilspannungen soll in Abb. 7.11 am Beispiel der hochbelasteten HD-Trommel, sowie des HD-Frischdampfsammlers gezeigt werden. Die Amplituden der Thermospannungen steigen zwar signifikant, aufgrund der an die Druckänderung gekoppelten Temperaturänderung kommt es nur zu einer mäßigen Erhöhung der Gesamtspannungsamplitude. Somit wächst die Ermüdung der einzelnen Lastwechsel nur moderat. Bei einer weiteren Erhöhung übersteigt die Amplitude der Thermospannung dann die der Druckspannung und es ist von einer starken Zunahme der Bauteilbelastung auszugehen. Für einige ausgewählte Bauteile sind die sich ergebenden Bauteilerschöpfungen in Tab. 7.5 für einen großen Lastwechsel von Mindestlast auf Volllast dargestellt.

Tabelle 7.5: *Auswirkung der Verdopplung des zulässigen Lastgradientens auf die Anzahl der ertragbaren Lastspiele für einige ausgewählte Bauteile des Abhitzekeessels*

Bauteil	ertragbare Lastspielzahl		relative Änderung
	1x Lastgradient	2x Lastgradient	
HD-Trommel	3,6 Mio.	3,1 Mio.	-14 %
Sammler ÜH 4	755,2 Mio.	537,4 Mio.	-29 %
MD-Trommel	1.485 Mio.	1.348 Mio.	-10 %
Sammler ZÜ 2	941,9 Mio.	755,2 Mio.	-20 %
ND-Trommel	2.085 Mio.	1.825 Mio.	-12 %

Die HD-Trommel weist wie zu erwarten deutlich größere Ermüdungen als die Sammler der Heizflächen auf, welche ca. um den Faktor 170 größer ist. Die Steigerung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit führt für die höchstbelastete HD-Trommel zu 1,16-fachen Ermüdung. Für die Sammler zeigt sich eine ähnliche Steigerung, welche aber absolut auf niedrigem Niveau verbleibt.

7.2.2 Absenkung Mindestlast

Die Mindestlast von GuD-Anlagen wird durch die Gasturbine begrenzt. Mit kleiner werdender Last müssen die Luftmassenströme reduziert werden, um die Abgastemperaturen am Austritt der Gasturbine konstant zu halten. Dies ist jedoch im Fall des Kraftwerks Mainz Wiesbadens nur bis zu einer Last von 54 % möglich, da sich dann das für die Drosselung zuständige Vorleitrad am minimalen Anschlag befindet. Unterhalb dieser Last kommt es dann zu einem Abfall der Frischdampftemperaturen mit den daraus resultierenden negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad des Dampfkraftprozesses. Zusätzlich steigen in Teillast durch den vergrößerten Luftüberschuss die CO-Emissionen, diese lassen sich aber im gewissen Rahmen durch eine Luftvorwärmung oder einer Erhöhung des Kühlluftmassenstroms der Turbinenschaufelkühlung reduzieren.

In dem Referenzfahrplan der GuD-Anlage wurden unterhalb der heute gefahrenen Last die drei Lastpunkte 45 %, 40 % und 30 % untersucht. Im folgenden Abschnitt sollen nun die sich hieraus ergebenden Konsequenzen dargestellt werden. So ergeben sich für die niedrigen Lastpunkte niedrige Dampfdrücke und -temperaturen, welche wiederum zu einem veränderten Spannungszustand in den dickwandigen Bauteilen führen. Im Anschluss daran werden die Auswirkungen auf den Teillastwirkungsgrad dargestellt.

Lastabhängige Änderung der Luft-, Abgas-, und Dampfzustände

Mit Verringerung der Last verkleinert sich das Druckverhältnis der Gasturbine, damit einher geht ein Abfall der Verdichtungsendtemperatur. Die Turbinenaustrittstemperatur bleibt wie zuvor erläutert zwischen 100 und 54 % Last konstant und verringert sich erst bei noch niedrigeren Lasten. Die Frischdampf- und Zwischenüberhitzeraustrittstemperaturen sind über eine bestimmte Grädigkeit an die Turbinenaustrittstemperatur gekoppelt und verringern sich folglich ebenso unterhalb von 54 % Last.

Entsprechend der Gleitdruckfahrweise verhalten sich der Dampfdruck und der Dampfmassenstrom proportional zur Kessellast, d.h. es ergeben sich für niedrige Teillastpunkte dementsprechend geringere Dampfdrücke. Die Dampftemperaturen in den Trommeln ergeben sich aus der druckabhängigen Verdampfungsendtemperatur und verhalten sich folglich ebenso wie der Dampfdruck proportional zur Last. Diese Lastabhängigkeit der Luft- und Dampfzustände ist in Tab. 7.6 illustriert.

Tabelle 7.6: Lastabhängige Änderung der Luft-, Abgas-, und Dampfzustände

Last	30 %	40 %	45 %	54 %	100 %
Verd. Austritt	334 °C 9,6 bar	343 °C 10,1 bar	347 °C 10,3 bar	358 °C 11,2 bar	418 °C 17,8 bar
GT Austritt	458 °C 1 bar	526 °C 1 bar	558 °C 1 bar	580 °C 1 bar	565 °C 1 bar
HD-Trommel	262 °C 48,2 bar	278 °C 61,9 bar	285 °C 68,7 bar	292 °C 76,7 bar	315 °C 105,3 bar
ÜH-Austritt	449 °C 47,1 bar	506 °C 60,5 bar	531 °C 67,2 bar	541 °C 75,0 bar	520 °C 103,1 bar
ZÜ-Austritt	448 °C 13,5 bar	508 °C 16,7 bar	536 °C 18,2 bar	547 °C 20,3 bar	527 °C 29,1 bar

Deutlich wird eine enge Kopplung der Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturen an die Turbinenaustrittstemperatur der Gasturbine. Weiterhin erkennbar ist die große Druckänderung in der HD-Strecke durch den Gleitdruckbetrieb, ebenso wie eine großen Temperaturänderung in der Trommel als Folge einer druckabhängigen Verdampfungsendtemperatur. Die Amplitude diese Druck- und Temperaturänderungen wird durch eine Absenkung der Mindestlast in analoger Weise wie im Bensonkessel des Kraftwerks Rostock verstärkt. Beispielsweise beträgt die Druck- und Temperaturänderung bei einem Lastwechsel von Volllast auf die heutige Mindestlast von 54 % 28,6 bar und 22 K. Bei einem Lastwechsel von 100 % auf 30 % Last würde sich die Druckänderung um 101,4 % auf 57,6 bar vergrößern und die Temperaturänderung um 145 % auf 54 K erhöhen.

Spannungen und Lebendauerverbrauch durch Lastwechsel

In diesem Abschnitt sollen die sich entsprechend der Druck- und Temperaturänderungen im Kessel einstellenden Spannungen in der dickwandigen Bauteilen bewertet werden. In Abb. 7.12 werden die Verläufe der mechanischen und thermischen Bauteilspannungen entsprechend der Fahrweise des Referenzszenarios bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten am Beispiel der HD-Dampftrommel und des Überhitzer 4 Sammlers aufgetragen.

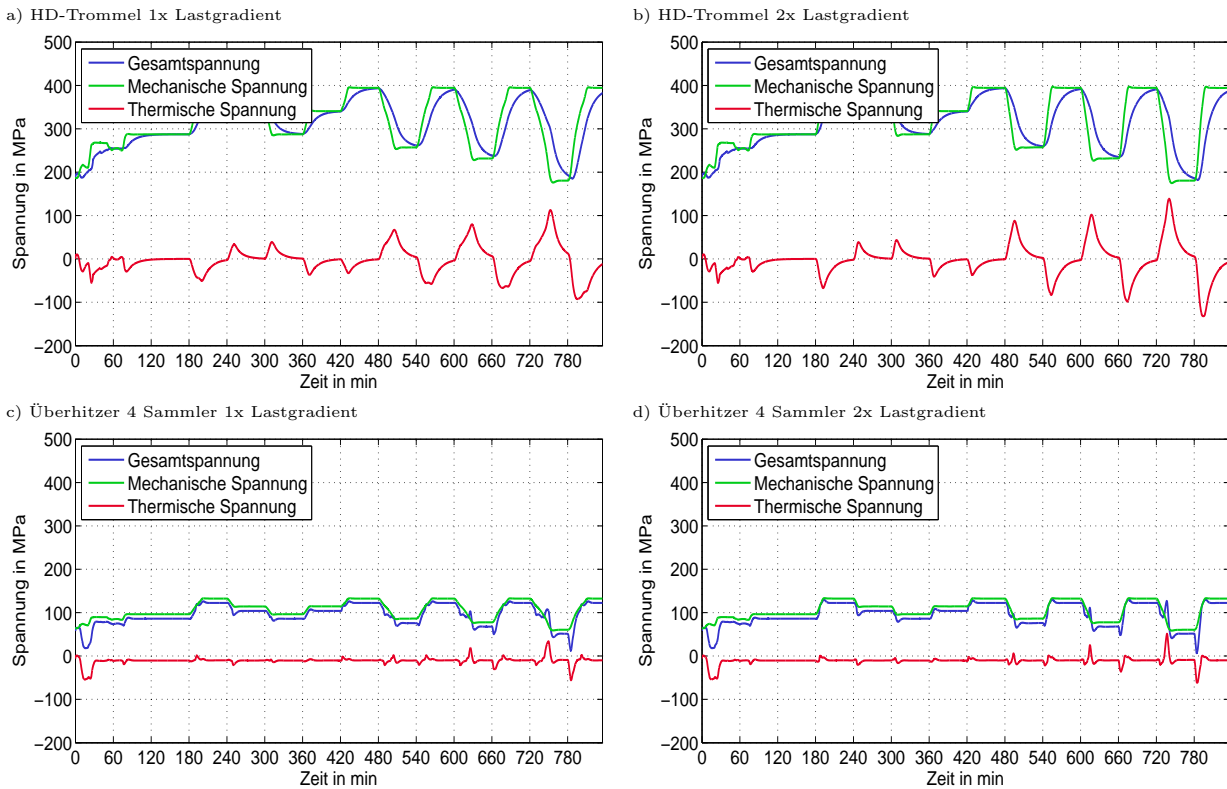


Abbildung 7.12: Einfluss der Absenkung der Mindestlast auf die Bauteilspannungen am Beispiel der HD-Trommel und des Überhitzer 4 Sammlers - jeweils für einfachen und verdoppelten Lastgradienten

Deutlich sind die unterschiedlichen Beanspruchungen beider Bauteile zu erkennen, die HD-Trommel ist doppelt so großen Spannungsamplituden wie der Frischdampfsammler ausgesetzt. Dies gilt sowohl für die Amplituden der Druck- als auch der Thermospannungen. Entsprechend der Gleitdruckfahrweise sind die Höhe der mechanischen Spannungsamplituden durch die Größe der Laständerung bestimmt.

Tabelle 7.7: Anzahl der ertragbaren Lastspiele für die untersuchten Grundbeanspruchungen

Grundbeanspruchung	Lastgradient	höchstbelastetes Bauteil
Heißstart	1 x	83.200
	2 x	81.200
70 % Lastwechsel	1 x	94.500
	2 x	81.800
60 % Lastwechsel	1 x	279 Tsd.
	2 x	235 Tsd.
55 % Lastwechsel	1 x	659 Tsd.
	2 x	539 Tsd.
46 % Lastwechsel	1 x	3.611 Tsd
	2 x	3.128 Tsd.
25 % Lastwechsel	1 x	14.600 Mio.
	2 x	8.760 Mio.

Sowohl für die Trommel als auch für den Frischdampfsammler steigen die Thermospannungen bei den sehr großen Lastwechsel im Vergleich zu den Lastwechseln des heutigen Betriebs an. Dies begründet sich durch das in Teillast vergrößerte Verhältnis von Temperaturänderung zu

Lastpunktänderung. Hierdurch erhöht sich der Temperaturgradient bei gleichbleibender Laständerungsgeschwindigkeit.

In vergleichbarer Weise wie für das Steinkohlekraftwerk sollen im Folgenden die sich aus den Spannungsamplituden der Lastwechsel ergebenden Bauteilermüdungen dargestellt werden, siehe Tab. 7.7. Es zeigt sich eine deutlich Zunahme des Lebensdauerverbrauchs mit Erhöhung der Lastwechselamplitude, so verursacht ein 70 % Lastwechsel eine 38-fach höheren Lebensdauerverbrauch als der heute maximal mögliche Lastwechsel von 46 %.

Wirkungsgradabfall über Last

Im diesem Abschnitt sollen die Veränderungen des Wirkungsgrades im Teillastbetrieb untersucht werden. Zunächst soll jedoch der Kombiprozess im Volllastpunkt energetisch und exergetisch bewertet werden, um die unterschiedlichen Verluste quantitativ benennen zu können.

Exergetisch gesehen liegen die großen Verluste (Abb. 7.13) in der

- Nichtumkehrbarkeit der Verbrennung (etwa 27,6 %)
- Nichtumkehrbarkeit des Wärmeübergangs im Abhitzedampferzeuger (etwa 2,7 %)
- reibungsbehafteten Zustandsänderung im Verdichter (2,2 %) sowie in der Gas- und Dampfturbine (3,0 % und 2,0 %)

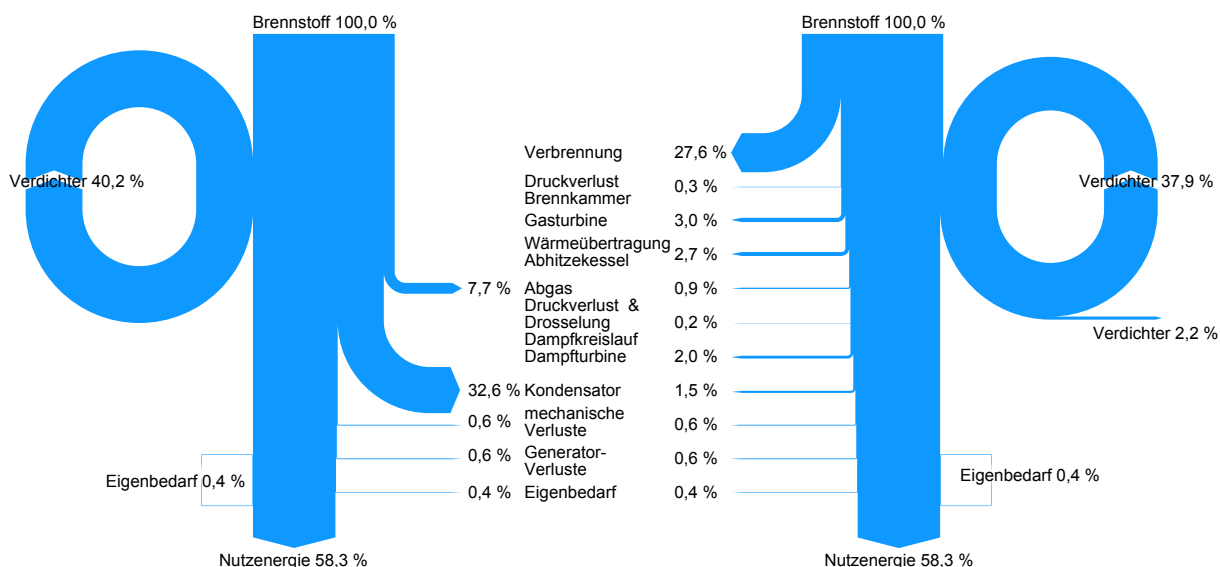


Abbildung 7.13: Gegenüberstellung des Energieflusses (links) und des Exergieflusses (rechts) für die GuD-Anlage

Dagegen sind die Exergieverluste durch das Abgas (0,9 %) und den Kondensator (1,5 %) aufgrund der niedrigen Temperaturniveaus recht unbedeutend, trotz der im Vergleich deutlich höheren Energieströme. Weitere Verluste sind:

- Druckverluste in der Brennkammer (BK) der Gasturbine (0,3 %) und innerhalb des Wasserdampfkreislaufs (0,2 %)
- mechanische Verluste durch Lagerreibung (0,6 %)
- Generatorverluste (0,6 %)

- Eigenbedarf des Kraftwerks, z.B. Speise-, Kondensat-, und Kühlwasserpumpen (0,8 %) [46]

In Teillast kommt es zu einer deutlichen Verringerung des Gasturbinenwirkungsgrades, wohingegen der Wirkungsgrad des Abhitzekessel relativ konstant bleibt und erst bei geringen Lasten unterhalb von rund 50 % abfällt, siehe Tab. 7.8. Bei einer Reduzierung der Last vom Nennpunkt auf die heutige Mindestlast bei 54 % hat sich der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses um 4,7 Prozentpunkte verringert. Wird nun die Last weiter auf 45, 40 oder gar 30 % abgesenkt, kommt es zu einer Reduzierung um 6,8 %, 8,5 % bzw. 12,8 % im Vergleich zum Volllastpunkt.

Tabelle 7.8: Wirkungsgradabfall des kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses über Last

Last	30 %	40 %	45 %	54 %	100 %
Wirkungsgrad GT	24,9 %	26,7 %	28,8 %	31,1 %	39,1 %
Wirkungsgrad AHDE	28,9 %	31,8 %	33,0 %	33,5 %	32,3 %
Gesamtwirkungsgrad	44,6 %	48,9 %	50,6 %	52,7 %	57,6 %

Die Verschlechterung des Gasturbinenwirkungsgrades hat zwei wesentliche Gründe, zum einen kommt es in Teillast zu einer Verringerung des Druckverhältnis und als zweites nimmt das Luftverhältnis im Teillastbetrieb zu. In Folge verringern sich die Temperaturen am Brennkammer- und Turbineneintritt, wodurch sich das Exergieangebot des Abgases für die Gasturbine verringert.

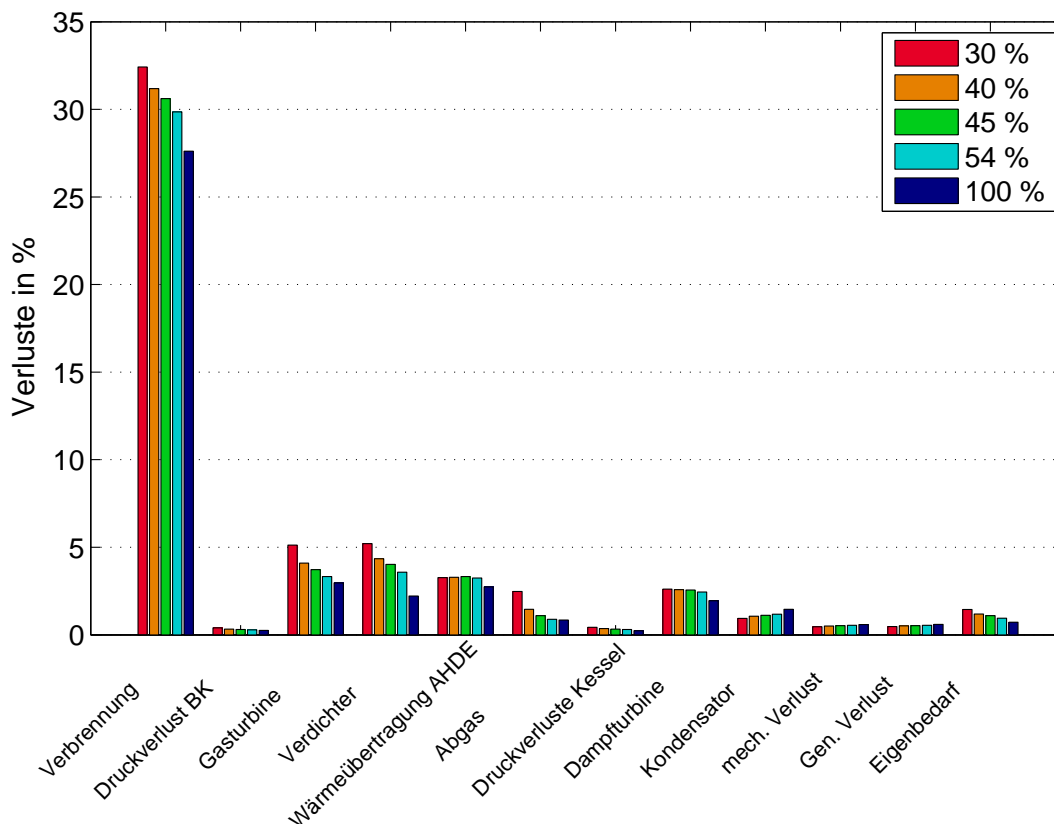


Abbildung 7.14: Vergleich der auf die Brennstoffenergie bezogenen Exergieverluste für die untersuchten Lastpunkte

Weiterhin müssen bei niedrigen Lastpunkten auf den Brennstoffmassenstrom bezogen größere Luftmassenströme gefördert werden, wodurch die Verluste im Verdichter und in der Turbine zunehmen. Der größere Luftüberschuss führt auch zu einer Erhöhung der Abgasverluste.

Innerhalb der Verlustanteile des Wasserdampfprozesses kommt es in Teillast zu einer leichten Erhöhung der Exergieverluste in den Dampfturbinen, die Ursache ist hier ein geringerer Umsetzungsgrad bei niedrigen Massenströmen, ebenso verschlechtert sich leicht der Kesselwirkungsgrad. Die weiteren Anteile, wie die Druckverluste im Kessel sowie der mechanische und der Generatorwirkungsgrad sind nahezu lastunabhängig. Die Exergieverluste des Kondensators verringern sich sogar leicht im Teillastbetrieb, aufgrund des geringeren Durchsatzes kommt es zu einer Wärmeabfuhr auf einem thermodynamisch günstigeren, niedrigeren Temperaturniveau.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der kombinierte Gas- und Dampfprozess einen sehr hohen Wirkungsgrad aufweist, allerdings auch durch einen im Vergleich zum klassischen Dampfkraftprozess höheren Teillastwirkungsgradabfall gekennzeichnet ist. Dieser ergibt sich unmittelbar aus der Verringerung der Druck- und Temperaturniveaus des Gasturbinenprozesses, wodurch es kaum Möglichkeiten der Teillastwirkungsgradverbesserung gibt.

7.3 Fazit

Eine Erhöhung der Flexibilität von thermischen Kraftwerken ist durch eine Reihe von verfahrenstechnischen und regelungstechnischen Restriktionen begrenzt, hier ergeben sich unterschiedliche Problemstellungen für die beiden untersuchten Kraftwerkstypen.

Kohlekraftwerke weisen aufgrund ihrer trägen und mit Unsicherheiten behafteten Feuerung eine begrenzte Regelgüte auf, welche sowohl eine Absenkung der Mindestlast als auch eine Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit begrenzt. Erst bei deutlich geringerer Mindestlast greifen dann auch verfahrenstechnische Restriktion, wie Feuerungsstabilität oder die Unterschreitung der Mindestrauchgastemperatur für die katalytische Entstickung, welchen aber durch Umrüstmaßnahmen begegnet werden kann. Eben solche Spielräume gibt es bei Erhöhung des Lastgradientens, bei ideal gleichmäßiger Temperaturänderung wären theoretisch Laständerungsgeschwindigkeiten möglich, welche rund zwei bis drei Mal über den aktuell gefahrenen liegen.

GuD-Anlagen sind in ihrer Mindestlast durch ihre Gasturbine begrenzt. An der unteren Grenze des heute gefahrenen Lastbandes kommt es zum Abfallen der Abgastemperaturen am Turbinenaustritt, so dass in Folge auch die Frischdampftemperaturen absinken. Die Folge ist primär ein sich verschlechternder Wirkungsgrad, prinzipiell ist eine weitere Absenkung der Last aber möglich. Diese wird erst bei rund 40 % Last durch das Überschreiten der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte begrenzt, aufgrund der mit Verringerung der Last steigenden CO -Emissionen der Gasturbine. Die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit ist in gleicher Weise wie bei klassischen Dampfkraftwerken durch die thermischen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen des Dampfkessels begrenzt. Der typischerweise als Naturumlaufdampferzeuger ausgeführte Abhitze-kessel ist aufgrund seiner großvolumigen Trommeln vulnerabler gegenüber Thermospannungen, so dass kesselseitig nur geringe Spielräume bestehen, den Lastgradienten zu erhöhen.

8 Optimierungsvorschläge zur Steigerung der Flexibilität

8.1 Steinkohle-Kraftwerk Rostock

Aufbauend auf den im vorherigen Kapitel analysierten Einschränkungen, wie z.B. den verfahrenstechnischen Restriktionen oder der reduzierten Regelgüte, welche aus dem Betrieb mit erhöhtem Lastgradienten und abgesenkter Mindestlast resultieren, sollen nun Optimierungsmaßnahmen zur Abmilderung dieser Effekte vorgestellt werden.

In Abschnitt 8.1.1 wird eine Freigabe des Lastgradienten bei negativen Laständerungen aus dem Volllastpunkt präsentiert. Die in Abschnitt 8.1.2 und 8.1.3 diskutierten leittechnischen Optimierungen zielen auf eine Verbesserung des Verhältnisses von Beheizung zu Kühlung während des transienten Betriebs. Eine beobachtergestützte Frischdampftemperatur-Regelung (siehe Abschnitt 8.1.4) erlaubt eine Verringerung der dynamischen Regelfehler und bietet so wie die beiden vorherigen Optimierungen die Möglichkeit zur Steigerung des Lastgradienten. Das Potential dieser regelungstechnischen Optimierungen wird im Abschnitt 8.1.5 anhand einer Simulationsrechnung untersucht. Der Vergleich mit der nicht optimierten Anlage erlaubt eine Bewertung der erzielten Verbesserung der Regelgüte. In den Abschnitt 8.1.6 bis 8.1.9 werden verfahrenstechnische Optimierungen zur Erhöhung der Flexibilität vorgestellt. Der Einsatz des hier vorgeschlagenen innenberippten Verdampfers, sowie die Erhöhung der Strängigkeit der Dampfleitungen und Dampfsammler beschränkt sich jedoch auf Neubauprojekte.

8.1.1 Asymmetrischer Lastgradient

Bei einer positiven Laständerung auf den Volllastpunkt kommt es durch die dynamische Übersteuerung der Wärmeleistung zur Überlast. Um einen schonenden Betrieb zu gewährleisten, werden die Lastgradienten zwischen 88 und 100 % Last reduziert, was auch die proportional zum Lastgradienten auftretende Übersteuerung verringert. Der zulässige Lastgradient über die Last sowie die sich daraus ergebenden Wärmeleistungen für positive und negative Lastwechsel sind in Abb. 8.1 aufgetragen.

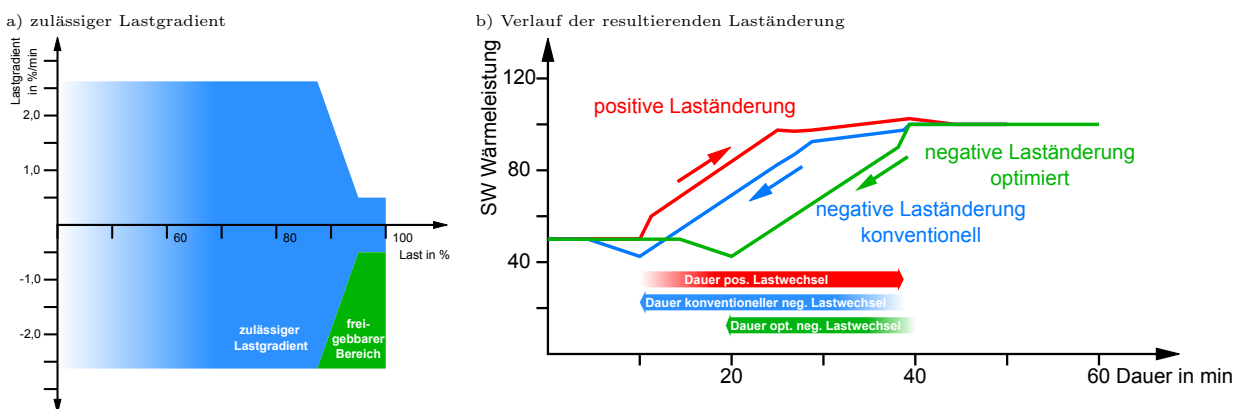


Abbildung 8.1: Erhöhung der negativen Laständerungsgeschwindigkeit durch einen asymmetrischen Lastgradienten

Aufgrund einer symmetrischen Auslegung werden jedoch auch die negative Lastgradienten im oberen Lastbereich begrenzt. Die negativen Lastwechsel sind jedoch unkritisch, da in diesem Fall die Wärmeleistung dynamisch untersteuert wird und so prinzipiell keine Überlast auftreten kann. Werden nun die Lastgradienten in negativer Richtung freigegeben, reduziert sich die Dauer der Laständerung von 100 auf 50 % Last um 37 %, von ehemals 30,6 auf nun 19,2 Minuten, ohne dabei zusätzliche Belastungen für den Kessels zu verursachen.

8.1.2 Berücksichtigung Mühlendynamik für Speisewassermenge

Im Kapitel 7.1.1 wurde die Bedeutung einer genauen Führung der Speisewassermenge entsprechend dem Verlauf der Wärmefreisetzung, speziell bei erhöhten Lastgradienten herausgestellt. Zur Beleuchtung des Problems soll im Folgenden noch einmal kurz die aktuelle Umsetzung der Vorsteuerung der Grundmenge Speisewasser vorgestellt werden. Im stationären Betrieb ist die Speisewassermenge proportional zum Sollwert der Wärmeleistung, welcher bei konstanter Fahrweise auch dem Istwert der Wärmeleistung entspricht. Im dynamischen Betrieb ist jedoch die Ist-Wärmeleistung durch das Zeitverhalten der Kohlemühlen verzögert im Vergleich zum Sollwert der Wärmeleistung. Dieses Zeitverhalten wird für die Vorsteuerung der Speisewassermenge durch ein Prädiktor im Blockleitsystem berücksichtigt. Hierfür wird das Signal „Sollwert Wärmeleistung“ aufgespalten und zum großen Teil über ein Verzögerungsglied erster Ordnung und der restliche Teil direkt geführt. Die beiden Teilsignale werden dann wieder addiert, wodurch sich die Grundkurve Speisewasser ergibt. Dies ist in Abb. 8.2 noch einmal am Beispiel einer sprungförmigen Änderung des Sollwertes der Wärmeleistung veranschaulicht.

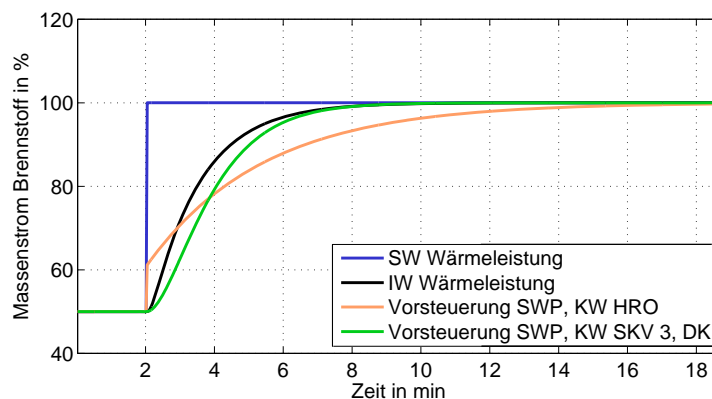


Abbildung 8.2: *Dynamische Vorsteuerung der Grundmenge Speisewasser entsprechend der verzögerten Wärmefreisetzung*

Die Abweichung des Prädiktors zur realen Wärmefreisetzung, dargestellt durch die schwarze Kurve (IW WL) muss von Enthalpiekorrektur und Einspritzkühler abgefangen werden, erkennbar ist, dass der Prädiktor im Kraftwerk Rostock (Vorsteuerung SWP, KW HRO) nur unzureichend das Zeitverhalten höherer Ordnung der Kohlemühlen abbildet, wodurch ein großer Korrekturingriff von Nöten ist. Als Vergleich zu der Umsetzung im Kraftwerk Rostock ist einmal der Prädiktor aus dem Kraftwerk Skaerbaekvaerket Unit 3 (SKV 3) in Dänemark dargestellt, welcher ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung ist und somit besser den Verlauf der Wärmefreisetzung trifft. Abschließend lässt sich feststellen, dass die Verwendung eines Prädiktors höherer Ordnung eine Verbesserung der Vorsteuerung der Speisewassermenge ermöglicht, was in Folge eine Erhöhung der Lastgradienten erlaubt.

8.1.3 Kohlenstaubmassenstrommessung

Wie ausführlich in Abschnitt 7.1.1 diskutiert, ist es bei Erhöhung des Lastgradienten notwendig die Prozessunsicherheiten der Wärmefreisetzung und -übertragung zu minimieren, um die nachgeschalteten Korrekturregler in ihrem Regelbereich zu halten. So ist der Brennstoffaustrag aus den Kohlemühlen, speziell im dynamischen Betrieb, mit vielen Unsicherheiten behaftet, wie z.B. dem Verschleißzustand der Mühle oder der Brennstoffqualität und -zusammensetzung. Entsprechend der konventionellen Blockführung erfolgt die Korrektur einer Abweichung des Brennstoffaustrags erst mit der Enthapie- und Leistungskorrektur, somit kann eine Störung erst mit dem Sichtbarwerden in den Dampfzuständen bzw. anhand der Generatorleistung detektiert werden. Eine Messung des Kohlestaubmassenstroms mittels Mikrowellen, wie in [22] beschrieben, würde es erlauben, mögliche Abweichungen direkt zu korrigieren und so unnötige Temperaturschwankungen zu minimieren.

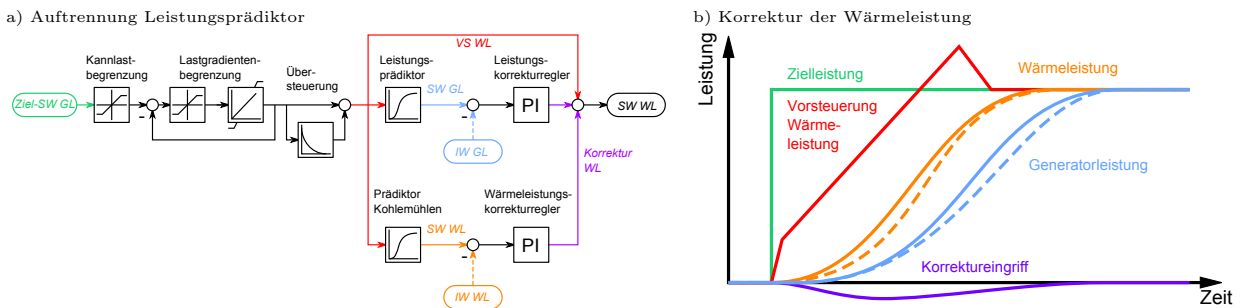


Abbildung 8.3: Auftrennung des Leistungsprädiktors mithilfe einer Kohlenstaubmassenstrommessung und Ermöglichung einer direkten Korrektur von Störungen auf den Mahlprozess

Wie in Abb. 8.3 dargestellt, kann eine Auftrennung des Leistungsprädiktors in zwei separate Prädiktoren erfolgen, jeweils für das Zeitverhalten der Kohlemühlen und des Kessels. Diese unmittelbare Regelung der Wärmeleistung erlaubt eine genauere Kontrolle der Brennstoffbereitstellung und der Wärmefreisetzung, speziell bei Mühlenan- und Abfahrten im Lastbereich von 35 bis 50 % Last. In Konsequenz würde ein derartiges Messsystem eine Erhöhung der Lastgradienten zwischen 35 und 50 % Last erlauben und somit z.B. auch das Anbieten von Regelleistung in diesem Lastbereich ermöglichen.

8.1.4 Beobachtergestützte Einspritzkühlerregelung

Eine entscheidende regelungstechnische Komponente mit Potential zur Erhöhung der Kraftwerksflexibilität ist die Frischdampfthermosteuerung. Ihre Aufgabe ist das Regeln der Dampftemperatur am Kesselaustritt auf einen konstanten Sollwert, welcher einerseits zur Erreichung eines optimalen Wirkungsgrades so hoch wie möglich sein soll, andererseits jedoch durch die zulässigen Bauteiltemperaturen begrenzt wird. Für das Halten des Sollwertes muss der Regler Fehler im Verhältnis von Wärmefreisetzung zu Speisewassermenge korrigieren, was sich speziell bei hohen Laständerungsgeschwindigkeiten zunehmend schwierig gestaltet, aufgrund der trägen und mit Unsicherheiten behafteten Dynamik des Kessels und der Kohlemühlen.

Stand der Technik ist eine kaskadierte PI-Regelung [54], welche sich durch eine hohe Robustheit gegenüber Störungen des Überhitzerprozesses, wie z.B. schwankende Abgastemperaturen oder zunehmende Verschmutzung der Heizfläche auszeichnet, jedoch eine geringe Dynamik auf-

weist. Moderne modellgestützte Ansätze bieten das Potential diesen Nachteil zu überwinden und eine verbesserte Regelgüte auch unter hoher Dynamik zu erzielen. Ermöglicht wird dies durch ein in der Leittechnik hinterlegtes vereinfachtes, physikalisches Modell des Überhitzers, dem sog. Beobachter, sowie der Schätzung der auf den Prozess einwirkenden Störungen. Im Anhang J ist das zugrundeliegende physikalische Modell sowie die Implementierung des Reglers ausführlich beschrieben. Die Regelgüte einer derartigen beobachtergestützten Regelung wird im Folgenden unter Verwendung des detaillierten Kraftwerksmodell im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung bewertet.

Vergleich mit konventioneller PI-Dampftemperaturregelung

Um die Leistungsfähigkeit des hier vorgeschlagenen Reglers umfänglich zu bewerten, wird die Regelqualität im Folgenden in verschiedenen Betriebspunkten untersucht. Der Fokus liegt hierbei im Vergleich der beobachtergestützten Regelung, im folgenden Regler 2 genannt mit dem konventionellen PI Regler (Regler 1) im instationären Betrieb unter den heute üblichen Lastgradienten von 2 %/min, sowie unter einem möglicherweise zukünftig erhöhten Lastgradienten von 4 %/min. Weiterhin werden die Regler im stationären Betrieb in dem minimalen und maximalen Betriebspunkt des heutigen Arbeitsbereichs bei 50 und 100 % Last getestet, da das Regelverhalten maßgeblich durch die Kessellast beeinflusst wird. Zusätzlich können auf den Prozess zwei mögliche Störungen einwirken, Änderungen der Dampftemperatur am Eintritt sowie Fluktuationen der Abgastemperatur.

Um das Ausregelverhalten gegenüber diesen beiden Störungen getrennt zu bewerten, werden im Folgenden zunächst in dem ersten Szenario die Auswirkungen dampfseitiger Störungen untersucht. Im Anschluss daran folgt ein zweites Szenario zur Untersuchung rauchgasseitiger Störungen auf den Prozess.

Im ersten Testszenario wird in jeder Betriebsphase ein nahezu instantaner Sprung der Dampfeintrittstemperatur von 10 K als Störung vorgegeben, wobei die Abstände der einzelnen Sprünge lang genug gewählt wurden, um mögliche Überlagerungen zu vermeiden. Zusätzlich fällt während des instationären Betriebes in Phase II die Abgastemperatur proportional mit der Last um 220 K.

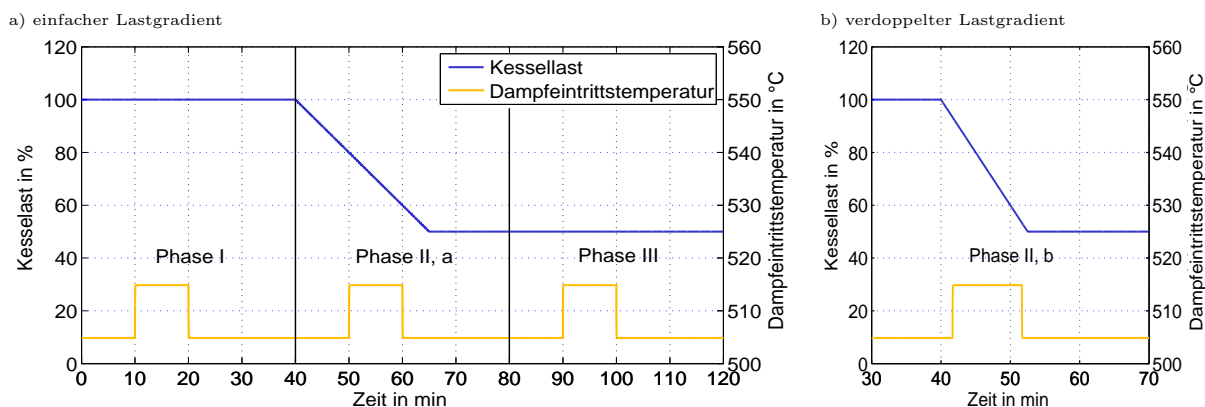


Abbildung 8.4: Bewertungsszenario mit dampfseitigen Temperaturstörungen in verschiedenen Arbeitspunkten sowie einem negativen Lastwechsel mit unterschiedlichen Gradienten für den Vergleich des vorgeschlagenen Reglerkonzeptes mit dem konventionellen kaskadierten PI-Regler

Somit wurde, wie in Abb. 8.4 zu sehen, ein Szenario mit drei Phasen gewählt, zunächst einem stationären Betrieb bei 100 % Last (Phase I), dann einem negativen Lastwechsel mit 2 %/min auf die Mindestlast von 50 % (Phase II, a), sowie abschließend einem konstanten Betrieb bei Mindestlast (Phase III). Im rechten Diagramm der Abb. 8.4 ist ein Betrieb mit doppelten Lastgradienten untersucht (Phase II, b). Der Vergleich der Regler wurde unter Verwendung des detaillierten Modelica-Modells als Prozess-Modell durchgeführt.

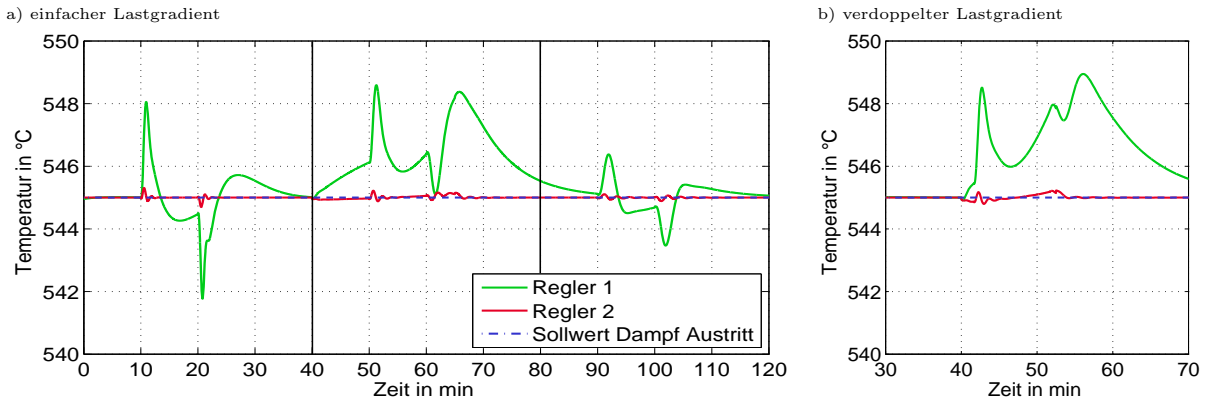


Abbildung 8.5: Regelgüte der beiden Regler im Vergleich unter Anwesenheit von dampfseitigen Temperaturstörungen

Das sich ergebende Folgeverhalten der beiden Regler ist in Abb. 8.5 dargestellt. Zu erkennen ist ein signifikant verbessertes Regelverhalten des Reglers 2 in allen Phasen, selbst unter erhöhtem Lastgradienten. Der Regelfehler ist im Vergleich zu Regler 1 von maximal 3,95 K auf 0,3 K reduziert. Speziell im dynamischen Betrieb ist Regler 1 nicht in der Lage, die Frischdampf Temperatur nahe am Sollwert zu halten, wohingegen Regler 2 die Dampftemperatur am Auslass innerhalb enger Grenzen hält und die Störung in weniger als einer Minute kompensiert.

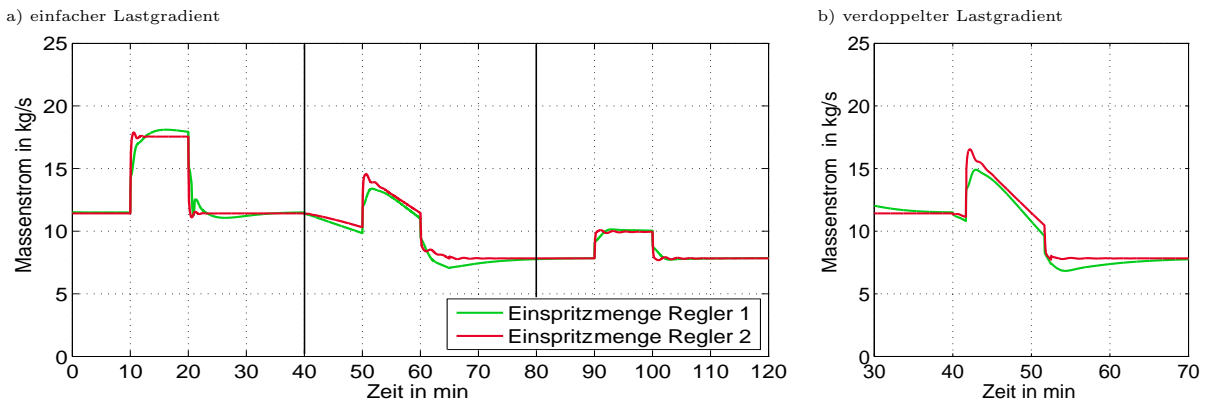


Abbildung 8.6: Korrespondierender Stellgrößeneingriff der beiden Regler unter Anwesenheit von dampfseitigen Temperaturstörungen

Die entsprechenden Einspritzmengen, welche in Abb. 8.6 gezeigt sind, lassen erkennen, dass trotz der stark verbesserten Regelgüte, keine merklich größeren Stelleingriffe des Reglers 2 im Vergleich zum konventionellen Regler nötig sind. Weiterhin werden zu keinem Zeitpunkt die Stelleingriffsbeschränkungen erreicht.

In analoger Weise wie für das erste Szenario soll nun die Regelgüte der beiden Regler bei Auftreten von rauchgasseitigen Temperaturänderungen verglichen werden. Hierzu wird eine nahezu sprungförmige Änderung der Rauchgastemperatur vorgegeben, wie in Abb. 8.7 zu sehen. Die Dampftemperatur bleibt hingegen konstant bei 505 °C. Auch dieses Szenario unterteilt sich in

drei Phasen, zu Beginn Volllastbetrieb, anschließend ein negativer Lastwechsel und zum Schluss ein stationärer Betrieb bei 50 % Last. Im Diagramm 8.7-b ist die Kombination einer rauchgasseitigen Störung mit einem Lastwechsel unter verdoppelten Lastgradienten gezeigt.

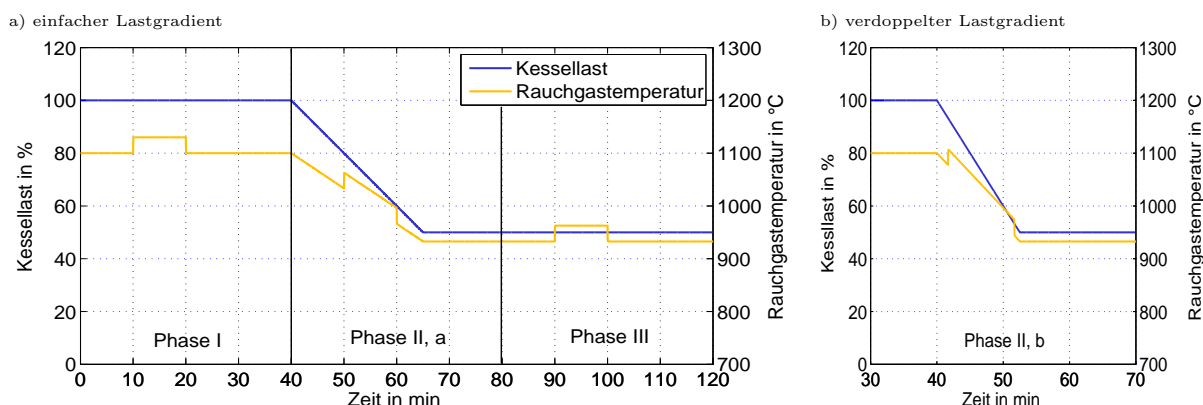


Abbildung 8.7: Bewertungsszenario mit rauchgasseitigen Temperaturstörungen in verschiedenen Arbeitspunkten sowie einem negativen Lastwechsel mit unterschiedlichen Gradienten für den Vergleich des vorgeschlagenen Reglerkonzeptes mit dem konventionellen kaskadierten PI-Regler

Das Folgeverhalten der beiden Regler bei Rauchgastemperaturänderungen wird in Abb. 8.8 dargestellt. Auch hier ist ein verbessertes Regelverhalten des Reglers 2 in allen Phasen zu ersichtlich. Der Regelfehler des Reglers 1 beträgt rund 4,4 K, sowohl für den einfachen als auch den verdoppelten Lastgradienten. Im Fall des Reglers 2 beträgt die maximale Abweichung vom Sollwert 1,6 K, was einer Verringerung von 63,4 % im Vergleich zum Regler 1 entspricht. Zudem benötigt der konventionelle Regler eine beträchtliche Zeit, um die Dampftemperatur am Austritt des Überhitzers wieder an den Sollwert anzugleichen. Änderungen der Rauchgastemperatur, welche entweder durch Störungen oder durch Lastwechsel verursacht werden, müssen von dem träge eingestellten Führungsregler kompensiert werden, was die geringe Güte im Vergleich zur Ausregelung der Dampftemperaturstörungen erklärt, welche von dem schnelleren Folgeregler ausgeglichen werden. Im Gegensatz dazu versteht Regler 2 das lastabhängige System- und Störverhalten des Überhitzers und ist somit in der Lage eine deutlich verbesserte Regelgüte zu erzielen, insbesondere während des dynamischen Betriebes.

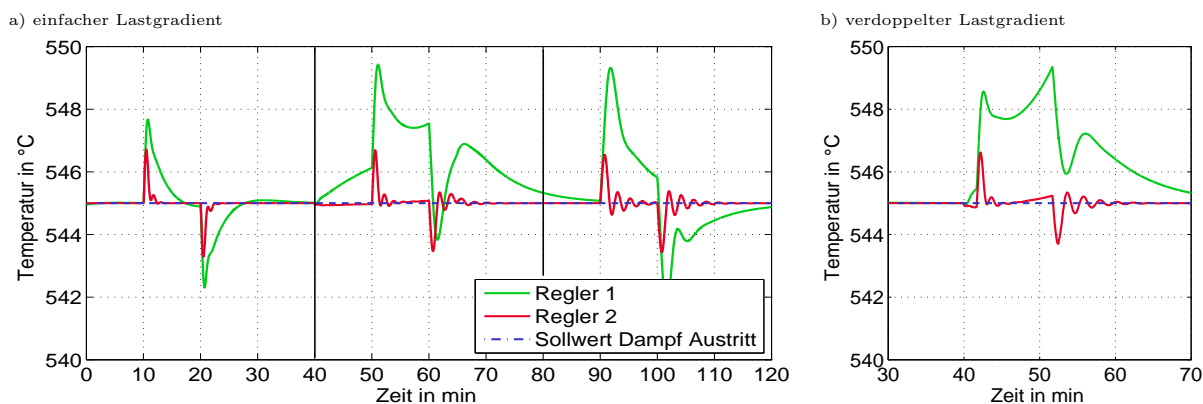


Abbildung 8.8: Regelgüte der beiden Regler im Vergleich unter Anwesenheit von rauchgasseitigen Temperaturstörungen

In Abb. 8.9 sind die Mengen an eingespritzten Kühlwasser gezeigt. Regler 2 zeigt eine schnelle Antwort auf die Störungen, welche die verbesserte Regelgüte erklären. Auch hier sind keine merklich größeren Stellamplituden oder ein Erreichen der Stellbegrenzungen erkennbar. Weiter-

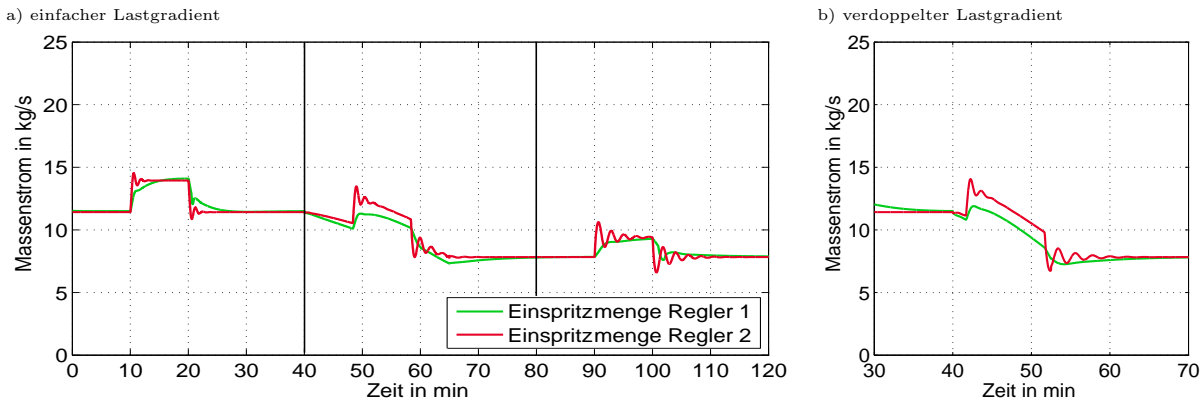


Abbildung 8.9: Korrespondierender Stellgrößeneingriff der beiden Regler unter Anwesenheit von rauchgasseitigen Temperaturstörungen

hin kann eine nahezu konstante Diskrepanz der beiden Einspritzmengen während der Laständerung festgestellt werden, verursacht durch die langsame Anpassung des Führungsreglers des konventionellen Reglers an die sich ändernde Abgastemperatur.

Zusammenfassend lässt sich als Ergebnis formulieren, dass sich mit der verbesserten Regelgüte des hier vorgestellten Reglerkonzeptes die Temperaturschwankungen einer zukünftigen dynamischen Fahrweise begrenzen lassen. In Folge reduzieren sich auch die thermischen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen, wodurch zusätzlicher Lebensdauerverbrauch als Folge eines erhöhten Lastgradienten minimiert werden kann.

8.1.5 Szenario Kraftwerk mit optimierter Leittechnik

Die in den Abschnitten 8.1.1 bis 8.1.4 vorgestellten Optimierungsmaßnahmen sollen nun hinsichtlich ihres Potentials zur Begrenzung der Mehrbelastungen des dynamischen Betriebes bewertet werden. Hierzu wurde im einem Simulationsszenario das Kraftwerk mit der optimierten Leittechnik versehen und entsprechend des Referenzfahrplans bei verdoppelten Lastgradienten gefahren. Um den Einfluss der Verbesserungsvorschläge auf die Regelgüte bewerten zu können, erfolgt ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Szenarienrechnungen des nicht optimierten Kraftwerk bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten.

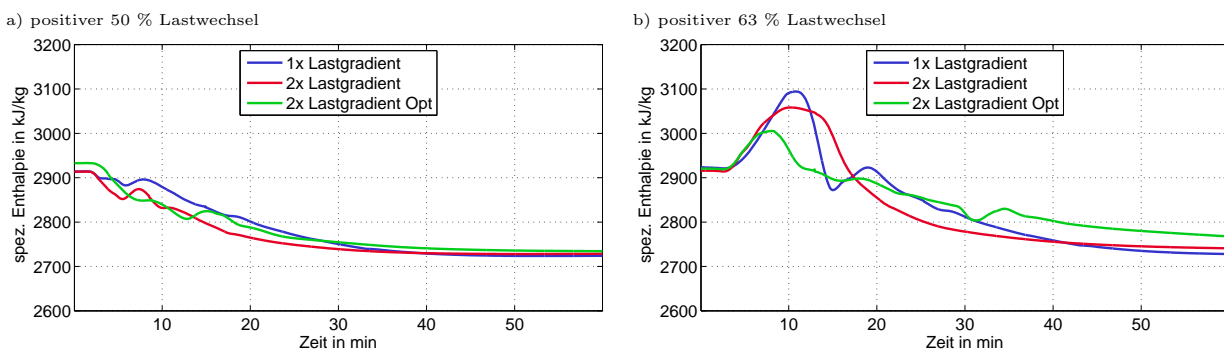


Abbildung 8.10: Auswirkungen der Erhöhung des Lastgradienten auf den Verlauf der Enthalpie am Verdampferaustritt während eines positiven Lastwechsels und Potential zur Begrenzung der Schwankungen durch eine optimierte Leittechnik

Ein entscheidendes Bewertungskriterium für die Regelgüte ist die Enthalpie am Verdampferaustritt. Ungleichgewichte von Beheizung zu Kühlung, respektive von Wärmefreisetzung zu Speisewassermenge im dynamischen Betrieb lassen sich hier gut identifizieren, da an dieser Stelle

noch kein Korrekturingriff durch die Einspritzkühler vorliegt. In Abb. 8.10 sind die Verläufe der Verdampfer-Austrittsenthalpie des Kraftwerks mit optimierter Regelungstechnik bei verdoppelter zulässiger Laständerungsgeschwindigkeit im Vergleich zum Ist-Stand bei einfachen und verdoppelten Lastgradienten gezeigt.

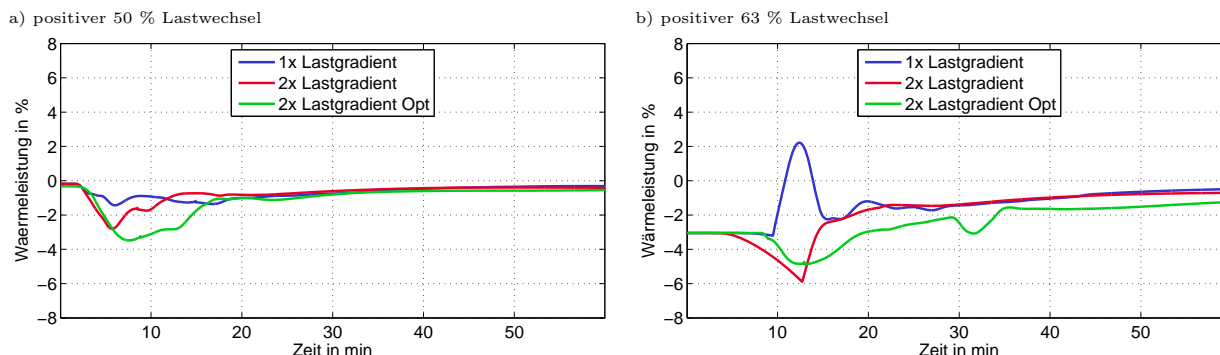


Abbildung 8.11: Eingriffe der Enthalpiekorrektur während positiver Lastwechsels für die untersuchten Varianten

Deutlich zu erkennen ist, dass sich die Regelgüte für den 63 % Lastwechsel massiv verschlechtert im Vergleich zum heute gefahrenen maximalen Lastwechsel von 50 %. Die Auswirkungen der Erhöhung des Lastgradienten auf die Regelgüte sind hingegen moderat. Weiterhin ist festzuhalten, dass der Überschwinger der Enthalpie im Szenario „optimiertes Kraftwerk“ zu Beginn des 63 % Lastwechsels deutlich geringer ausfällt.

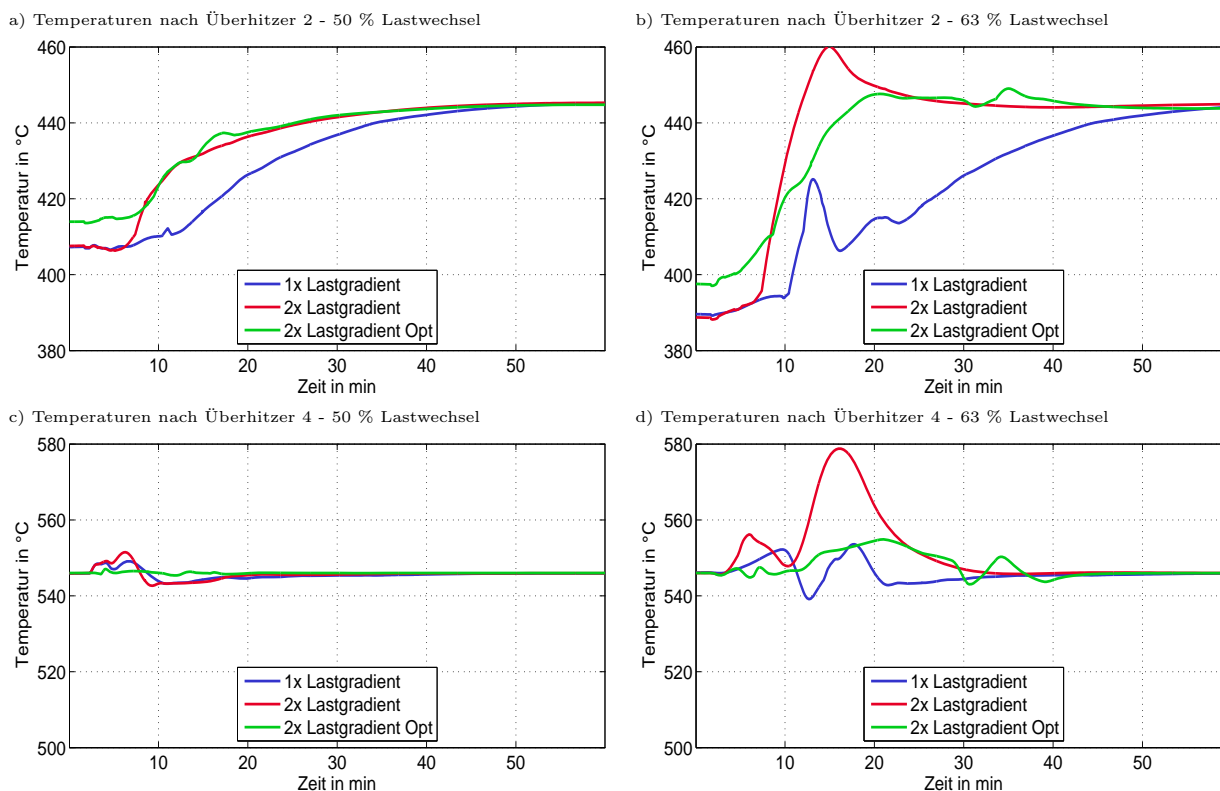


Abbildung 8.12: Gegenüberstellung der Temperaturverläufe für die Bauteile der HD-Überhitzer während positiver Lastwechsels

Infolge der Schwankungen bzw. der Abweichungen der Enthalpie am Verdampferaustritt korrigiert die Enthalpiekorrekturregelung die Speisewassermenge und die Wärmeleistung, wie in Abb. 8.11 zu sehen. Der Korrekturingriff vergrößert sich erwartungsgemäß bei Erhöhung des

Lastgradienten um 71 % bzw. 82 %, respektive für den 50 % bzw. 63 % Lastwechsel. Für die Variante des optimierten Kraftwerks zeigt sich für den 50 % Lastwechsel ein minimal größerer Ausschlag im Vergleich zum Ist-Stand, für den 63 % Lastwechsel fällt dieser Ausschlag jedoch um 18,7 % geringer aus und ist insgesamt durch einen gleichmäßigeren Verlauf gekennzeichnet.

Die Änderungen sowie die Schwankungen der Enthalpie am Verdampferaustritt während der Lastwechsel breiten sich in die nachgeschalteten HD-Überhitzer aus, wie anhand der in Abb. 8.12 gezeigten Temperaturverläufe für den Sammler der Überhitzer 2 und 4 ersichtlich. Allerdings werden die Schwankungen durch die beiden HD-Dampfkühler, welche nach dem Überhitzer 1 und 3 platziert sind, gedämpft. Die korrespondierenden Einspritzmassenströme sind in Abb. 8.13 gezeigt.

Infolge der Lastpunktänderung und der damit einhergehenden Dampfdruckerhöhung kommt es zu einem Anstieg der Dampftemperatur in der HD-Strecke. Auf Höhe des Sammlers des Überhitzers 2 beträgt die Änderung 40 bzw. 55 K. Im Sinne einer schonenden Fahrweise ist es nun wünschenswert, einen möglichst gleichmäßigen Temperaturanstieg zu gewährleisten, um die thermischen Bauteilspannungen möglichst gering zu halten.

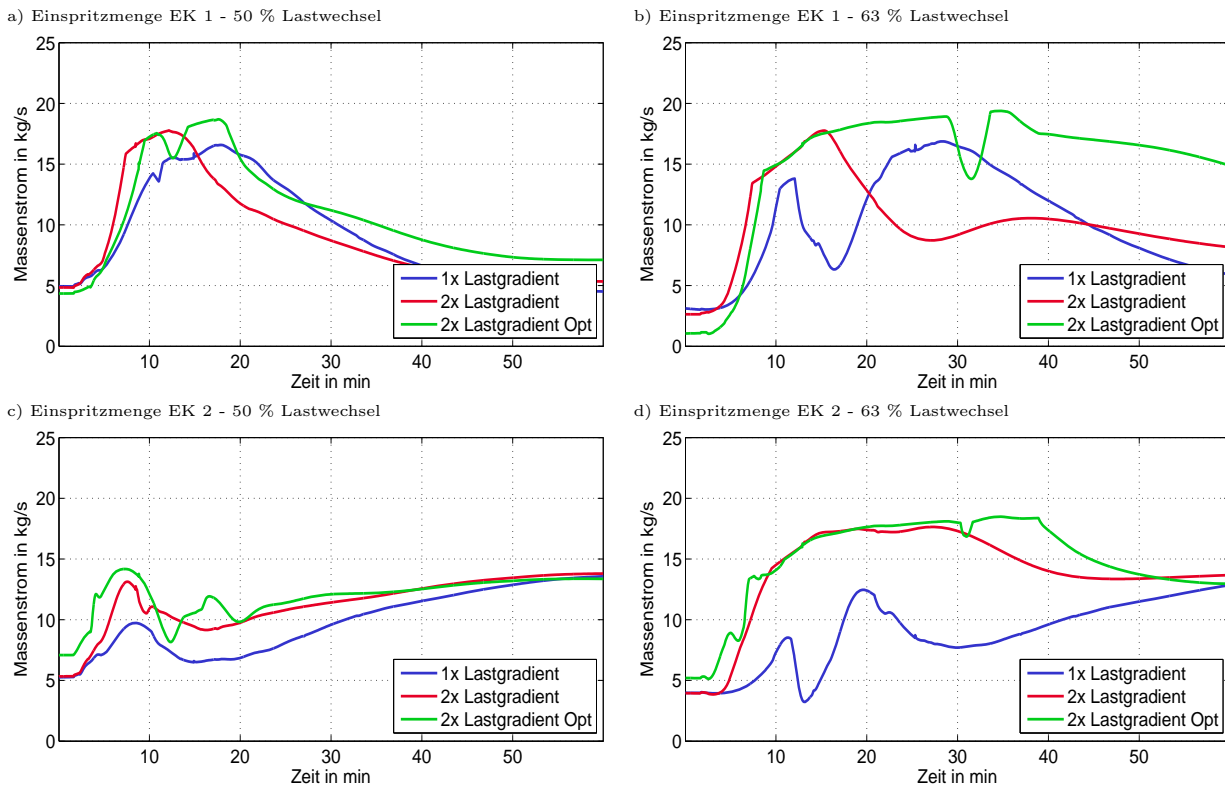


Abbildung 8.13: Vergleich der Einspritzmengen der HD-Dampfkühler während positiver Lastwechsel

Die Temperaturverläufe der Dampftemperaturen nach dem Überhitzer 2 bei einem 50 % Lastwechsel sind in allen drei Varianten durch einen gleichmäßigen Anstieg gekennzeichnet, im Fall des Kraftwerks mit optimierter Regelung ist zusätzlich die Temperaturamplitude geringer, aufgrund eines geänderten Teillastverhaltens der beobachtergestützten Einspritzkühlerregelung und der resultierenden Einspritzmenge des Dampfkühlers 1. Während des sehr großen Lastwechsels von 37 % auf 100 % Leistung sind infolge von Beheizungsungleichgewichten sowohl für den einfachen als auch für den verdoppelten Lastgradienten große Temperaturanstiege zu erkennen,

welche im Fall des optimierten Kraftwerks durch eine verbesserte Vorsteuerung der Speisewassermenge deutlich reduziert werden.

Im Fall des konventionellen Lastwechsel ist anhand der geringen Schwankungen der Frischdampf­temperatur in Abb. 8.12-c zu erkennen, dass die Einspritzkühler gut in der Lage sind, die auftretenden Fehlbeheizungen zu kompensieren und so die Frischdampf­temperaturen in engen Grenzen zu halten. Jedoch ist eine deutlich überlegene Regelgüte der beobachtergestützten Einspritzkühlerregelung gegenüber der konventionellen PI-Regelung zu sehen.

Während des 63 % Lastwechsels bei verdoppelten Lastgradienten ist in Abb. 8.13-b und d ersichtlich, dass beide Dampfkühler an ihrer Stellgrenze entlang fahren und so ein Überschwingen der Frischdampf­temperatur nicht mehr verhindern können. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass eine optimierte Speisewasservorsteuerung die Dampfkühler länger im Regelbereich halten kann und so unzulässige Überschreitungen der Frischdampf­temperatur deutlich verringern kann, siehe Abb. 8.12-d.

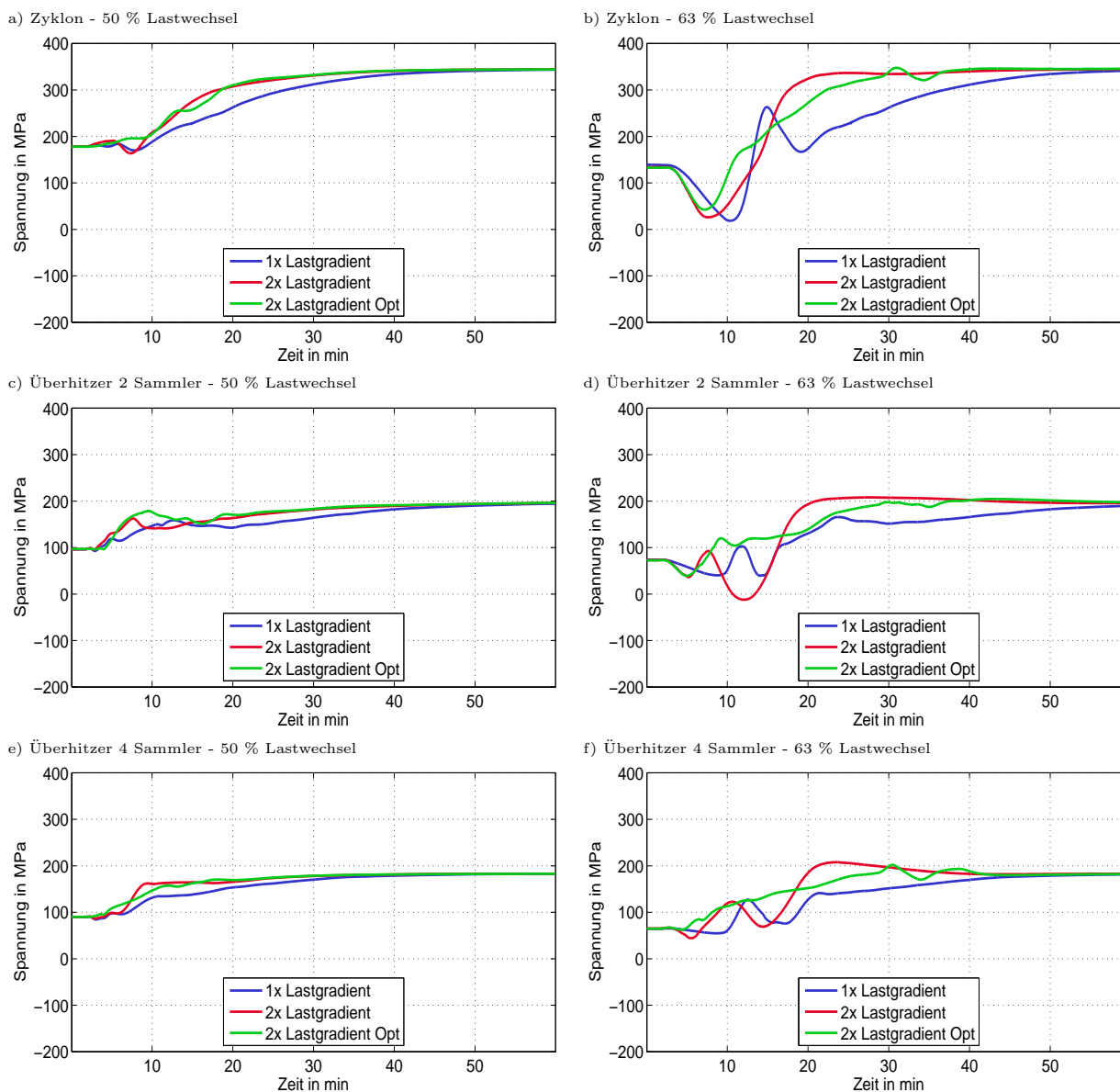


Abbildung 8.14: Vergleich der Spannungen für ausgewählte Bauteile während positiver Lastwechsel

In Abb. 8.14 sind die korrespondierenden Spannungsverläufe in den dickwandigen Bauteilen gezeigt. In den oberen Diagrammen sind die Spannungszustände des Zyklons gezeigt, welcher aufgrund seiner Einbauposition hinter dem Verdampfer direkt von Beheizungsungleichgewichten betroffen ist. Die Spannungen steigen in beiden Fällen proportional mit der Last, aufgrund des steigenden Innendruckes. Überlagert wird dieser Anstieg durch ein Unterschwingen der Spannung zu Beginn des Lastwechsels infolge der sich beim Aufheizen einstellenden Temperaturdifferenzen im Bauteil, welche temporär eine Druckspannung an der Innenfaser induzieren. Im Vergleich wird ersichtlich, dass die Gesamtspannungsamplitude bei optimierter Leittechnik geringer ausfällt, insbesondere während des 63 % Lastwechsels.

Die Diagramme 8.14-c und d zeigen in analoger Weise die Spannungsverläufe des Überhitzer 2 Sammlers, welcher aufgrund seiner Lage durch die Temperaturregelung des HD-Dampfkühlers 1 profitiert. Während hier im Fall des konventionellen Lastwechsels keine Verringerung der Bauteilspannung durch eine optimierte Leittechnik erzielt wird, verringert sich die Spannungsamplitude während des sehr großen Lastwechsels von 217 MPa auf 162 MPa und liegt damit auf dem Niveau des einfachen Lastgradientens.

Am Ende der HD-Überhitzerstrecke sind die Schwankungen durch den zweiten HD-Dampfkühler zwischen Überhitzer 3 und 4 weiter reduziert, so dass die thermischen Spannungen im Fall des konventionellen Lastwechsels sehr gering ausfallen. Das Szenario „optimierte Leittechnik“ zeigt aufgrund der ausgezeichneten Regelgüte eine gleichförmige Änderung des Spannungszustandes infolge des Innendruckes ohne jedwellige Thermospannungen. Während des sehr großen Lastwechsels (vgl. Abb. 8.14-f) zeigen sich signifikante Thermospannungen, da selbst der Einspritzkühler 2 nicht in der Lage ist das Beheizungsungleichgewicht zu kompensieren. Die verbesserte Vorsteuerung im Zusammenspiel mit der beobachtergestützten Einspritzkühlerregelung verringert jedoch die Spannungsamplitude des Lastwechsels um 12,2 % von 164 MPa auf 144 MPa.

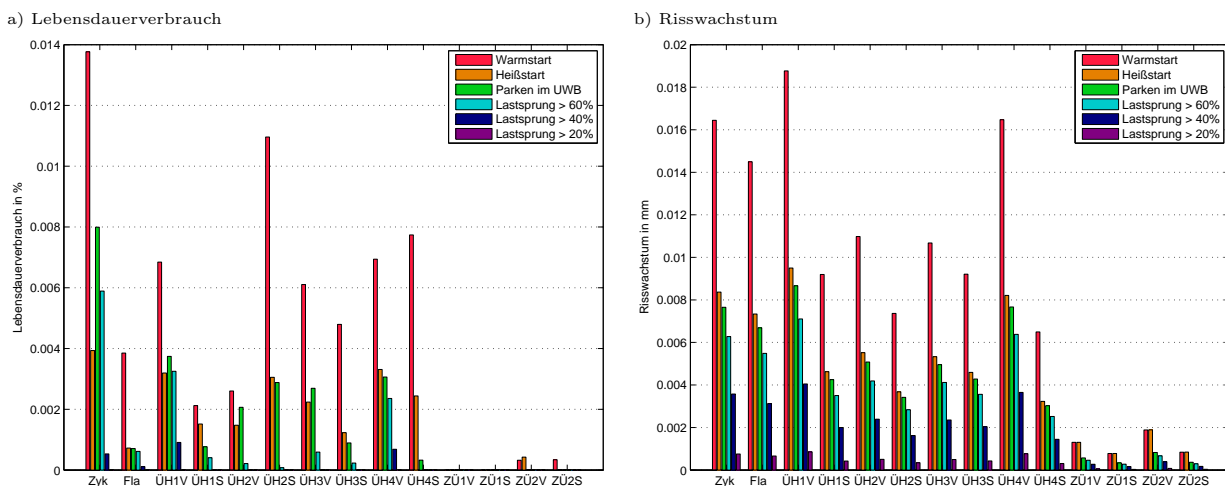


Abbildung 8.15: Lebensdauererbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall des optimierten Kraftwerks bei erhöhtem Lastgradienten

Die sich aus den Lastwechseln ergebenden Lebensdauererbräuche und Rissfortschrittsraten sind in Abb. 8.15 dargestellt. Grundsätzlich ergeben sich vergleichbare Ermüdungen wie im Szenario „verdoppelter Lastgradient“ (vgl. Abb. 6.12). Mit Hilfe der optimierten Leittechnik gelingt es jedoch den Lebensdauererverzehr zu minimieren, dies gilt insbesondere für die sehr großen Lastwechsel und das „Parken im Umwälzbetrieb“.

Dieser Sachverhalt wird noch einmal anschaulich in Tab. 8.1 illustriert, dargestellt ist hier die Anzahl der ertragbaren Lastspiele für das optimierte Kraftwerk, sowie die relative Änderung der Lastspielzahl im Vergleich zum Szenario „verdoppelter Lastgradient“. Insbesondere die durch die großen Lastwechsel stark belasteten Bauteile am Verdampferaustritt (z.B. Zyklon) profitieren in starkem Maße von einer verbesserten Speisewasservorsteuerung und so steigt die Anzahl der ertragbaren Lastspiele um 33 % bzw. 18 %, respektive für das „Parken im Umwälzbetrieb“ und den sehr großen Lastwechsel.

Tabelle 8.1: Anzahl der ertragbaren Lastspiele bei Betrieb unter doppelten Lastgradienten bei Nachrüstung von optimierter Leittechnik und Vergleich mit dem nicht optimierten Kraftwerk

Grundbeanspruchung	höchstbelastetes Bauteil		Mittelwert für HD-Bauteile	
	absolut	relativ	absolut	relativ
Warmstart	7.300	100 %	15.400	100 %
Heißstart	25.400	100 %	43.300	100 %
Parken im Umwälzbetrieb	12.500	133 %	39.800	100 %
63 % Lastwechsel	17.000	118 %	71.000	131 %
50 % Lastwechsel	110 Tsd.	102 %	443 Tsd.	109 %
25 % Lastwechsel	398 Mio.	95 %	524 Mio.	96 %

8.1.6 Innenberippter Verdampfer

In Bensonkesseln wird der Verdampferdurchfluss typischerweise mit geringer werdender Last reduziert. Jedoch gibt es einen Mindestdurchfluss, der nicht unterschritten werden darf, da sonst Austrocknung des Flüssigkeitsfilms an der Wand der Verdampferrohre droht. Dieser Vorgang ist abhängig von der Massenstromdichte

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m}}{A} \quad (8.1)$$

welche sich als Quotient des Massenstroms \dot{m} durch das Rohr und seiner Querschnittsfläche A ergibt. Diese Austrocknung des Flüssigkeitsfilms an der Wand nennt man Siedekrise 1. Art, damit wird der Übergang vom Blasen- zum Filmsieden beschrieben. Die Folge ist ein Anstieg der Rohrwandtemperatur aufgrund des isolierend wirkenden Dampffilms an der Wand, wodurch es zur Zerstörung der Heizfläche kommen kann [31].

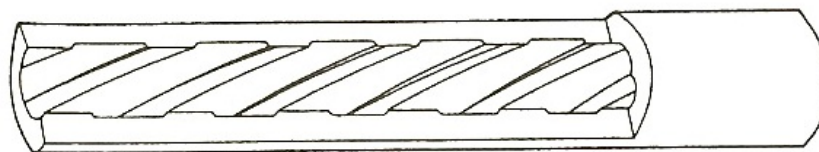


Abbildung 8.16: Innenberipptes Verdampferrohr [31]

Mit innenberippten Rohren, wie in Abb. 8.16 dargestellt, verschiebt sich die Siedekrise zu höheren Dampfgehalten, somit kann die Massenstromdichte gesenkt werden. Die zulässigen Massenstromdichten werden für die verschiedenen Rohrtypen in Tab. 8.2 gegenübergestellt.

Tabelle 8.2: Zulässige Masstromdichte von glatten und innenberippten Rohren [31]

Belastung	Verdampfer-Ausführung	Massenstromdichte in $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$
Volllast	vertikale Rohranordnung	1500 ... 2000
	Schraubenband	2000 ... 2500
	beripptes Rohr, vertikal	1000 ... 1500
Minimallast	vertikale Rohranordnung	400 ... 600
	Schraubenband	700 ... 800
	beripptes Rohr, vertikal	250 ... 350

Die geringeren möglichen Massenstromdichten erlauben eine Reduzierung der Benson-Mindestlast im Falle von Kraftwerk Rostock von 34 % auf 20 % Kessellast. Aufgrund der großen Kosten kann die Verwendung eines derartigen Verdampfers nur im Fall von Kraftwerksneubauten erfolgen. Ein weiterer Vorteil der innenberippten Rohre wäre dann der Wechsel von schraubenförmig gewundenen Glattrohren zu selbsttragenden, innenberippten Senkrechtberohrung, was den konstruktiven Aufwand reduzieren würde [31].

8.1.7 Indirekte Steinkohle-Staubfeuerung

Eine Möglichkeit, das träge und mit Unsicherheiten behaftete Zeitverhalten der Kohlemühlen zu vermeiden, ist das Konzept der indirekten Feuerung. In [51] wird ein Anlagenschema vorgestellt, bei dem der Mahlprozess von der Feuerung über ein Staubsilo entkoppelt wird. Wie in Abb. 8.17 gezeigt, wird zwischen Mühlen und Brenner ein Staubsilo geschaltet, welches konstant von einer Kohlemühle befüllt wird. Diese Entkopplung erlaubt eine von den Mühlen unabhängige Laststeigerung und -absenkung, weiterhin kann beim Anfahren schon vor Bereitschaft der Mühlen mit Kohle gefeuert werden, so dass im gewissen Umfang Edelbrennstoff beim Anfahren des Kessels eingespart werden kann. Zudem können die Mühlen zu weiten Teilen im energetischen Optimum gefahren werden.

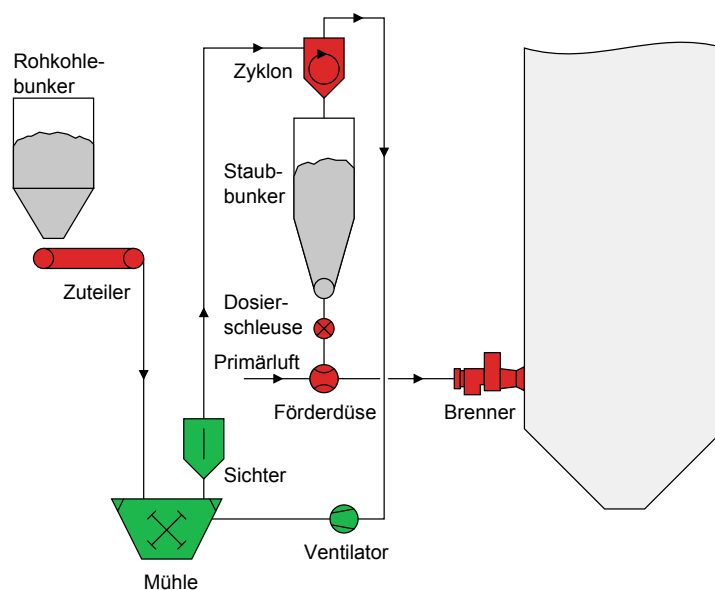


Abbildung 8.17: Aufbau einer indirekten Steinkohle-Staubfeuerung [51]

Voraussetzung für diese Feuerung sind Brenner, welche mit einer hohen Kohlebeladung der Primärluft betrieben werden können, um den Aufwand der Wiederfluidisierung des gespeicherten Kohlestaubes zu minimieren. Der in [92] beschriebene Brenner ermöglicht eine Beladung von 0,5 bis 15 kg Kohlestaub je kg Primärluft und kann so durch eine indirekte Feuerung betrieben werden. Die Erhöhung der zulässigen Beladung führt darüber hinaus auch zu einer Erweiterung des Regelbereichs von heute 1:3,5 auf 1:16, wodurch der Kessel im gesamten Lastbereich mit allen Brennern betrieben werden kann und weiterhin Feuerungsleistungen bis minimal 10 % sicher realisiert werden können.

8.1.8 Mehrsträngigkeit

Die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit erhöht sich mit der Verringerung der Wandstärken der dickwandigen Bauteile im Kessel. Eine Verringerung der Wandstärke wäre somit im Hinblick auf eine Flexibilisierung von Vorteil. Die Mindestwandstärke ist proportional zum erforderlichen Innendurchmesser, da dieser die mit dem Innendruck beaufschlagte Fläche bestimmt und folglich auch die resultierenden Zugspannungen im Bauteil. Der Innendurchmesser wiederum resultiert aus einem geforderten Frischdampfmassenstrom, welcher bei gegebenem Druck und Temperatur eine bestimmte Querschnittsfläche für die Durchströmung benötigt, damit die Druckverluste nicht zu stark anwachsen.

Eine Erhöhung der Strängigkeit, also der Anzahl der parallelen Sammler und Abscheider, würde eine Reduzierung der Innendurchmesser erlauben, da sich die nötige Querschnittsfläche pro Sammler reduziert. So halbiert sich zum Beispiel beim Übergang von einer 2-strängigen Anlage auf eine 4-strängige Ausführung die nötige Querschnittsfläche, der korrespondierende Durchmesser reduziert sich in Folge um den Faktor $1/\sqrt{2}$. Die Wanddicke der nun doppelt vorhandenen parallelen Sammler kann nun ebenso um den gleichen Faktor verringert werden [51].

8.1.9 Drehzahlregelung großer Verbraucher

Die in Abschnitt 7.1.2 gezeigten Anteile der großen elektrischen Verbraucher im Kraftwerk lassen erkennen, dass die Pumpen und Gebläse den Großteil des Eigenbedarfes ausmachen. Die großen Pumpen im Kraftwerk werden bereits drehzahl geregelt und sind daher weitestgehend auch für den Teillastbetrieb optimiert. Bei den durch Leitschaufelverstellung geregelten Gebläsen hingegen ergeben sich diesbezüglich noch hinreichend große Verbesserungsmöglichkeiten für die Teillastoptimierung. Eine Option zur Verbesserung des Teillastverhaltens bietet bei Gebläsen eine Drehzahlregelung. Hierbei werden Frischlüfter und Saugzug durch einen Frequenzumrichter an die jeweils geforderte Last angepasst. Beispielsweise lassen sich bei einem Betriebspunkt von 40 % Last, durch die Drehzahlregelung der Wirkungsgrad um etwa 0,25 Prozentpunkte gegenüber einer unregelmäßigen Ausführung des Saugzuges und des Frischlüfters verbessern [51].

8.2 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

Grundsätzlich zeichnen sich erdgasgefeuerte GuD-Anlagen im Vergleich zu kohlegefeuerten Anlagen durch eine hohe Genauigkeit der Brennstoffzufuhr aus, ebenso entfallen die Unsicherheiten bei der Wärmeübertragung durch Verschmutzung der Heizflächen. Folglich ist die in Abschnitt 7.1.1 beschriebene Problematik der Ausreglung der Prozessunsicherheiten im dynamischen Betrieb stark entschärft.

Bauartbedingt ist jedoch die mit einem Naturumlaufabhitzedampferzeuger ausgerüstete GuD-Anlage Mainz Wiesbaden aufgrund der großvolumigen Dampftrommeln stärker durch thermische Spannungen während der Laständerungen betroffen als eine vergleichbare Anlage mit einem Benson-Dampferzeuger. In Konsequenz ist die Erhöhung des Lastgradienten nur unter Inkaufnahme eines größeren Lebensdauerverbrauchs möglich.

Für eine Absenkung der Mindestlast wird in Abschnitt 8.2.1 eine Verringerung des Mindestluftmassenstrom durch eine Luftvorwärmung mittels Anti-Icing-System vorgeschlagen. Darüber hinaus besteht im Rahmen von Neubauten die Möglichkeit, einen Benson-Kessel als Abhitzedampferzeuger oder ein verändertes HD-Trommeldesign zu verwenden, wodurch bauartbedingt eine höhere Laständerungsgeschwindigkeit gefahren werden kann, wie im Abschnitt 8.2.2 beschrieben.

8.2.1 Vorwärmung der Umgebungsluft

Die Mindestlast einer GuD-Anlage ist unter anderem durch einen Mindestluftvolumenstrom definiert. Dieser wird mittels einem Verdichtervorleitrad geregelt, jedoch ist ab einer Last von aktuell 54 % die Leitschaufelstellung am Anschlag und darüber hinaus ist keine weitere Drosselung möglich (vgl. Abschnitt 4.4.2). Bei einer weiteren Lastabsenkung würde es nun zum Abfallen der Abgastemperatur am Abhitzekesseleintritt kommen. Eine Möglichkeit, den Luftmassenstrom bei konstanter Abgastemperatur weiter zu verringern besteht darin, die Luft vor dem Verdichtereintritt zu erwärmen, so kann bei konstantem Volumenstrom der Massenstrom und damit das Luftverhältnis reduziert werden.

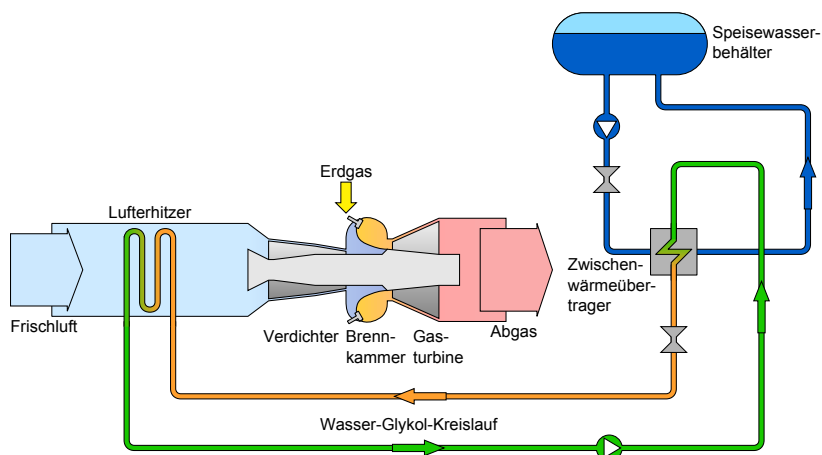


Abbildung 8.18: Verfahrenstechnische Schaltung des Anti-Icing-Systems der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden - Luftvorwärmung ermöglicht Verringerung des Mindestfrischluftmassenstroms durch den Verdichter

Eine solche Luftvorwärmung ist als sog. Anti-Icing-System zur Verhinderung von Vereisungen am Verdichtereintritt bei niedrigen Außentemperaturen vorhanden. Dieses System besteht aus einem Wasser-Glykol-Kreislauf, welcher in einem Zwischenwärmeübertrager durch 110 °C heißes Speisewasser auf 60 °C erwärmt wird und dann über einen Lufterhitzer die Luft vorwärmt, das verfahrenstechnische Schema zeigt Abb. 8.18. Das System hat eine Leistung von 4162 kW, was bei 54 % Last einer Erwärmung der Frischluft um 11,4 K entspricht. In Folge reduziert sich die Dichte sowie der Massenstrom um ca. 4 % und die Mindestlast kann um diesen Betrag abgesenkt werden. Als Nachteil einer Luftvorwärmung ist jedoch zu nennen, dass aufgrund der geringeren Luftdichte der Verdichtungsaufwand und die Leistungsaufnahme des Verdichters steigt und so die Mindestlastabsenkung durch einen geringen Wirkungsgradverlust erkaufte wird.

Über dieses bereits installierte Anti-Icing-System hinaus gibt es die Möglichkeit einen Luftvorwärmer mit 20 MW thermischer Leistung zu installieren. Ein derartiger Luftvorwärmer soll im Folgenden mit dem Anti-Icing-System und der Variante „keine Luftvorwärmung“ für die Lastpunkt 45, 40 und 30 % verglichen werden, siehe Tab. 8.3.

Tabelle 8.3: Vergleich eines 20 MW Luftvorwärmer mit dem vorhandenen 4,2 MW Anti-Icing-System und der Variante „keine Luftvorwärmung“ hinsichtlich des Potentials zur Absenkung der Mindestlast

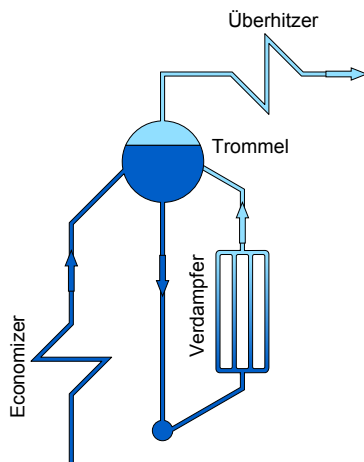
	Last	ohne Vorwärmung	Anti-Icing-System	Luftvorwärmer
Temp. Verd. Ein	45 %	15 °C	15,8 °C	15,8 °C
	40 %	15 °C	25,3 °C	30,8 °C
	30 %	15 °C	25,3 °C	68,3 °C
Temp. AHDE Ein	45 %	563 °C	565 °C	565 °C
	40 %	530 °C	553 °C	565 °C
	30 %	463 °C	483 °C	565 °C
Temp. HD Aus	45 %	530 °C	533 °C	533 °C
	40 %	504 °C	524 °C	534 °C
	30 %	449 °C	466 °C	535 °C
Nettowirkungsgrad	45 %	50,7 %	50,7 %	50,7 %
	40 %	49,0 %	49,3 %	50,0 %
	30 %	44,6 %	45,2 %	48,4 %

Sowohl der Luftvorwärmer als auch das Anti-Icing-System bieten ein gewisses Potential, die Dampftemperaturen auch unterhalb der heutigen Mindestlast zu halten, was zu einem besseren Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses führt. Hierdurch verbessert sich trotz des höheren Verdichtungsaufwandes der Gesamtwirkungsgrad der Anlage. Bei 40 % Last entspräche diese Erhöhung 0,3 bzw. 1 %. Bei 30 % Last wäre dann schlussendlich eine Vorwärmtemperatur von 68 °C erforderlich, um die Abgastemperaturen am Kesseleintritt zu halten, dies würde einer thermischen Leistung von 18,9 MW entsprechen. Ein derartiger Vorwärmer würde entsprechend große Wärmeübertragerflächen erfordern, um die Grädigkeit zwischen den Medien gering zu halten. Ein negativer Nebeneffekt wäre dann ein ständiger Druckverlust im Luftkanal, so dass die Verbesserung des Teillastwirkungsgrades mit einer gewissen Vollastwirkungsgradverschlechterung einher geht.

8.2.2 Bensonabhitzeessel

Wie in Abschnitt 7.2.1 diskutiert, sind die thermischen Spannungen in den großvolumigen und infolgedessen mit großen Wandstärken versehenen Dampftrommeln Ursache für die Begrenzung der Lastgradienten, wie in Abb. 8.19 ersichtlich. Um den bauartbedingten Nachteil des Naturumlaufdampferzeugern mit der hinter dem Verdampfer platzierten Dampftrommel zu umgehen, bietet sich für Neubauprojekte die Verwendung eines Benson-dampferzeugers an. Das Wasser durchläuft hier in einem Durchgang Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer und eine Dampftrommel ist nicht vorhanden.

a) Naturumlaufdampferzeuger



b) Benson-Zwangsdurchlaufdamperzeuger mit Anfahrinrichtung

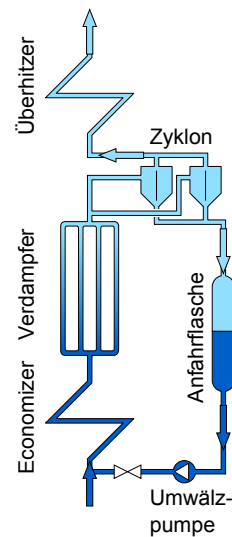


Abbildung 8.19: Vergleich der Dampferzeugerbauformen - Bensonkessel können auf großvolumige, dickwandige Dampftrommeln verzichten und besitzen statt dessen mehrere deutlich kleinere mit geringeren Wandstärken versehene Zykclone für eine Anfahrumswälzung [42]

Die im September 2011 in Betrieb genommene 600 MW GuD-Anlage Irsching 4 besitzt einen derartigen Bensonabhitzeessel und ist in der Lage, Lastrampen mit bis zu maximal 35 MW/min zu fahren. Dies entspricht einer Laständerungsgeschwindigkeit von 5,8 %/min [79] und ist damit eine Verdopplung des Lastgradienten einer vergleichbaren Anlage mit konventionellen Naturumlaufdampferzeuger. Darüber hinaus gibt es auch alternativ Konzepte, in einem Naturumlaufkessel eine zweistufige Dampftrennung mittels einer verkleinerten Trommel und einem nachgeschalteten externen Zyklon zu realisieren. Diese verkleinerte Trommel würde dann deutlich geringere Wandstärken aufweisen und wäre dann ebenso deutlich unempfindlicher gegenüber Laständerungen [67].

9 Jahreslebensdauerverbrauch der modellierten Kraftwerke

9.1 Steinkohlekraftwerk Rostock

Anhand der in Kapitel 7 gewonnenen Erkenntnisse über die Höhe des Lebensdauerverbrauches der einzelnen Lastwechsel und Anfahrvorgänge, sollen nun die Jahreslebensdauerverbräuche für den zukünftigen Kraftwerkseinsatz bestimmt werden. Die Ermittlung erfolgt dabei für die Jahre 2020 und 2023 sowie für das Referenzjahr 2011. Das Jahr 2023 ist hierbei von besonderem Interesse, da es die Marktverhältnisse nach Vollendung des Kernenergieausstiegs widerspiegelt.

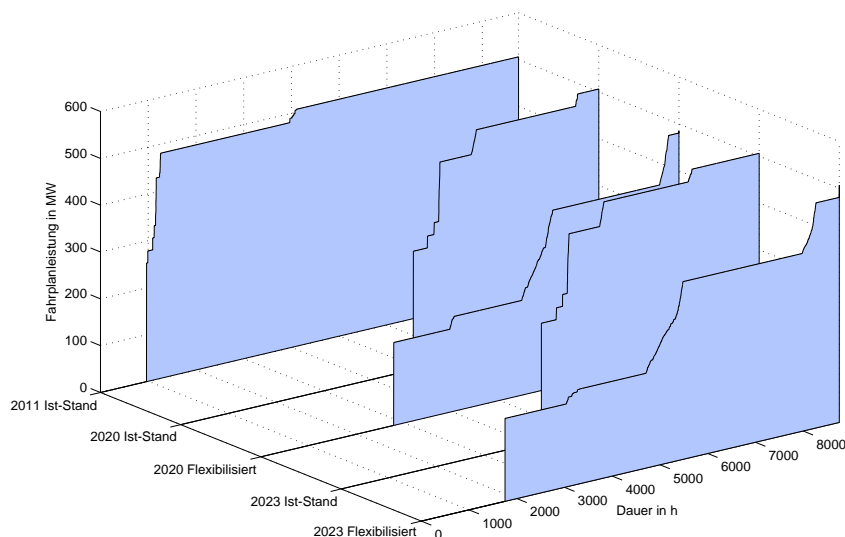


Abbildung 9.1: Änderung der Fahrweise des Kraftwerks Rostock für die Jahre 2020 und 2023 im Vergleich zum Referenzjahr 2011 und Darstellung des Einflusses einer Flexibilisierung auf die Betriebsstundenzahl

Abb. 9.1 zeigt die Jahresdauerlinien des Kraftwerks Rostock für die betrachteten Szenarien, so ist einerseits der Betrieb entsprechend der heutigen Dynamikparameter für die Jahre 2011, 2020 und 2023 dargestellt. Zusätzlich erfolgt für die Jahre 2020 und 2023 ein Vergleich mit einer flexiblen Anlage, welche eine Mindestlast von 35 % und einem Lastgradienten von 4 %/min aufweist. Für 2011 ergibt sich eine Volllaststundenzahl von 7493 h, der Block befindet sich größtenteils im Grundlastbetrieb. Für 2020 und 2023 ist diese mit 3416 h und 4143 h deutlich geringer. Eine Flexibilisierung des Kraftwerks mittels einer Absenkung der Mindestlast und einer Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit hat zwar nur einen geringen Einfluss auf die Volllaststundenzahl, wirkt sich jedoch positiv auf die Betriebsstundenzahl aus. Der Block fährt vermehrt in Teillast und hält aufgrund seines hohen Lastgradientens ein breites Band an Sekundärregelung vor. Die geleisteten Jahresvolllast- und Betriebsstunden, sowie die vorgehaltene Menge an Regelleistung der unterschiedlichen Szenarien werden nochmal Überblickshaft in Tab. 9.1 dargestellt.

Tabelle 9.1: Jahresbetrieb des Kraftwerks Rostock für die untersuchten Szenarien

Jahr	2011	2020	2023	2020	2023
Variante	Ist-Stand	Ist-Stand	Flex.	Ist-Stand	Flex.
Betriebsstunden	7.797 h	3.889 h	5.978 h	4.565 h	7.007 h
Volllaststunden vorgehaltene	7.560 h	3.416 h	3.414 h	4.143 h	4.110 h
Primärregelung vorgehaltene	168 GWh	172 GWh	254 GWh	158 GWh	300 GWh
Sekundärregelung	44 GWh	74 GWh	625 GWh	80 GWh	733 GWh

Die Dynamik der Fahrweisen der einzelnen Szenarien und die Anzahl der Anfahrvorgänge werden in Abb. 9.2 gegenübergestellt. In Diagramm 9.2-a sind die Lastwechsel (LW) des reinen Fahrplanbetriebs dargestellt, das rechte Diagramm zeigt die Lastwechsel bei einem maximalen Abruf der Primär- und Sekundärregelung. Aufgrund der breiten Regelbänder des flexibilisierten Kraftwerks sind die Lastwechsel des reinen Fahrplanbetriebs deutlich kleiner als die Lastwechsel bei Abruf von Regelleistung. Grundsätzlich ist zukünftig in allen Szenarien mit einer Zunahme der Startanzahl, sowie einer Erhöhung der Lastwechselzahl zu rechnen. Bedeutsam ist an dieser Stelle die im Fall einer Flexibilisierung neu dazu kommenden Lastwechsel größer 50 % Nennleistung. Im Hinblick auf die Gesamterschöpfung der hochbelasteten Bauteile ist ferner die starke Zunahme der Warmstarthäufigkeit kritisch, da diese sehr hohe Bauteilermüdungen verursachen (vgl. Tab. 7.2).

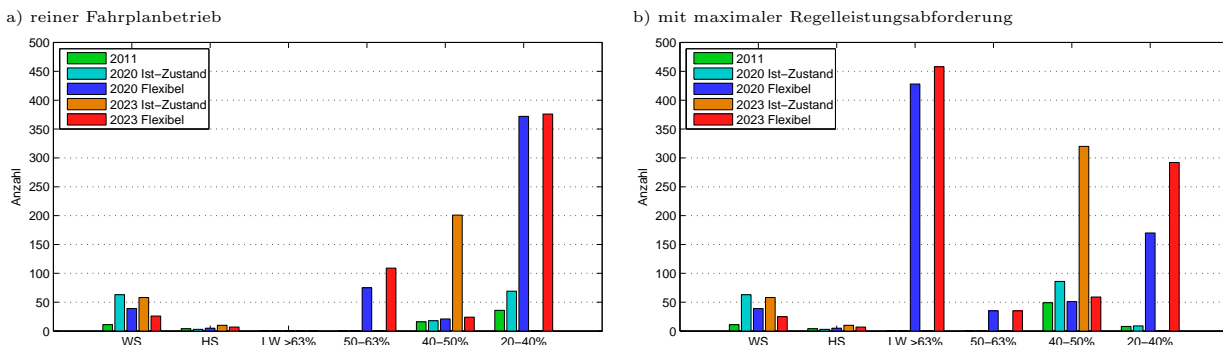


Abbildung 9.2: Veränderung der Anzahl von Starts und Lastwechsel des Kraftwerks Rostock für die Jahre 2020 und 2023 im Vergleich zum Referenzjahr 2011 und Darstellung des Einflusses einer Flexibilisierung

Entsprechend der Häufigkeit der Grundbeanspruchungen können nun die Gesamtschädigungen für die untersuchten Jahre ermittelt werden. Abb. 9.3 zeigt den Vergleich der Gesamtschädigungen für die einzelnen Grundbeanspruchungen, weiterhin wird der summarische Lebensdauerverbrauch für das gesamte Jahr dargestellt. Ebenso wie in der vorherigen Abbildung wird der reine Fahrplanbetrieb mit dem Fall einer maximalen Regelleistungsabforderung verglichen. Um eine Vergleichbarkeit bei unterschiedlichen Betriebsstunden zu gewährleisten, ist zusätzlich der auf 1000 Volllaststunden normierte Lebensdauerverbrauch ausgewiesen.

Deutlich erkennbar ist der große Anteil der Warmstarts (WS) an der Gesamterschöpfung in allen Szenarien. Die summarische Ermüdung durch Heißstarts (HS) ist aufgrund der geringen Anzahl deutlich kleiner. Weiterhin wird ersichtlich, dass das im Hinblick auf eine flexible Fahrweise ertüchtigte Kraftwerk aufgrund seiner geringen Mindestlast in Phasen hoher regenerativer Einspeisung am Netz verbleiben kann und so einen Teil der Anfahrten vermeidet.

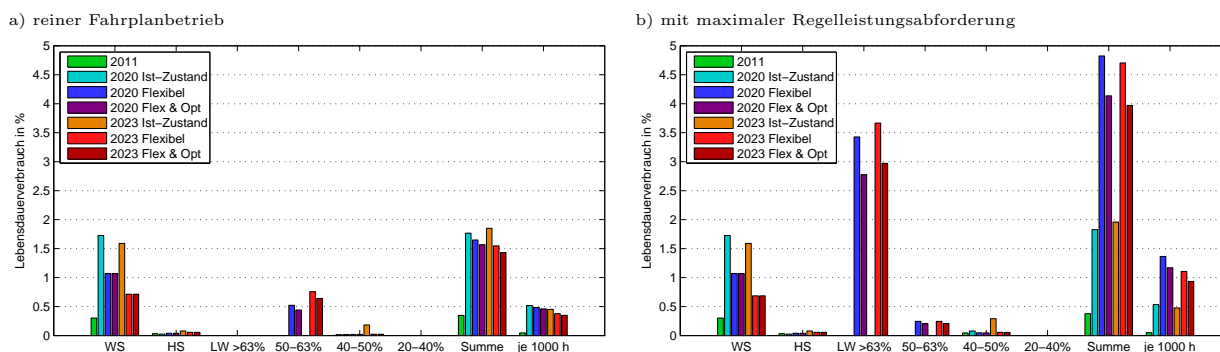


Abbildung 9.3: Resultierender Lebensdauererbrauch für die untersuchten Szenarien und Bewertung des Potentials von leittechnischen Optimierungen auf die Verringerung des Lebensdauererbrauches

Die Ermüdungen der Lastwechsel kleiner 50 % haben einen verschwindend geringen Anteil an den Gesamtermüdungen, wohingegen durch die sehr großen Lastwechsel im Fall einer Flexibilisierung merkliche Zusatzbelastungen zu erwarten sind. Für das Jahr 2020 wären sie unter der Annahme eines maximalen Regelleistungsabrufes für 76,4 % der Gesamtjahresermüdung verantwortlich. Eine optimierte Leittechnik böte dank einer schonenderen Fahrweise das Potential, den Jahreslebensdauererverzehr um 0,68 Prozentpunkte zu reduzieren, was einer Reduzierung im Vergleich zur nicht optimierten Anlage um 14,1 % entspräche. Es muss in diesem Zusammenhang betont werden, dass die Annahme eines maximalen Regelleistungsabrufes eine sehr konservative Abschätzung ist und dass der sich tatsächlich einstellende Jahreslebensdauererbrauch zwischen den in Diagramm 9.3-a und b gezeigten Werten liegen wird, jeweils in Abhängigkeit der Charakteristik des Regelleistungsabrufes.

Die Fahrweise im Jahr 2023 ist durch eine leicht geringere Anzahl von Warmstarts und einer geringfügig höheren Anzahl an großen Lastwechseln gekennzeichnet. Dies führt zu geringfügig veränderten Jahreslebensdauererbräuchen von 1,96 % im Fall eines nicht flexibilisierten Kraftwerks und von 4,7 % für den Fall einer abgesenkten Mindestlast und einer erhöhten zulässigen Lasttransiente, siehe Abb. 9.3-b. Auch hier kann die Jahresermüdung um 0,8 % mittels optimierter Leittechnik reduziert werden.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass der zukünftige Betrieb durch eine hohe Dynamik und Anfahrhäufigkeit gekennzeichnet ist. Hierbei erzeugen die Warmstarts einen signifikanten Anteil an der Gesamtermüdung. Wird das Kraftwerk in Zukunft flexibler gefahren, erhöht sich die Wettbewerbsfähigkeit, was sich weniger in höheren Volllaststundenzahlen, jedoch in vermehrter Bereitstellung von Regelleistung widerspiegelt. So würde ein Steinkohlekraftwerk vom Typ „Rostock“ bei einer Mindestlast von 35 % und einem Lastgradienten von 4 %/min acht- bis neunmal mehr Sekundärregelleistung anbieten als ein vergleichbares Kraftwerk entsprechend der heute gefahrenen Parameter. Mit der Steigerung der Flexibilität erhöht sich jedoch auch deutlich der Lebensdauererbrauch, verursacht durch die nun hinzugekommenen sehr großen Lastwechsel. Dieser kann jedoch um rund ein Fünftel durch eine schonendere Fahrweise mit Hilfe einer optimierten Regelungstechnik vermindert werden (vgl. Tab. 8.1).

9.2 GuD-Anlage Mainz Wiesbaden

In gleicher Weise wie im vorherigen Abschnitt sollen die Jahreslebensdauerverbräuche für den Kraftwerkseinsatz der GuD-Anlage dargestellt werden. Auch hier wird der aus den Szenarienrechnungen ermittelte Betrieb für die Jahre 2020 und 2023 mit dem Referenzjahr 2011 verglichen, wie in Abb. 9.4 ersichtlich. In der Variante „Flexibilisiert“ wurde die Mindestlast auf 40 % reduziert und die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit von 2,4 auf 4,8 %/min verdoppelt.

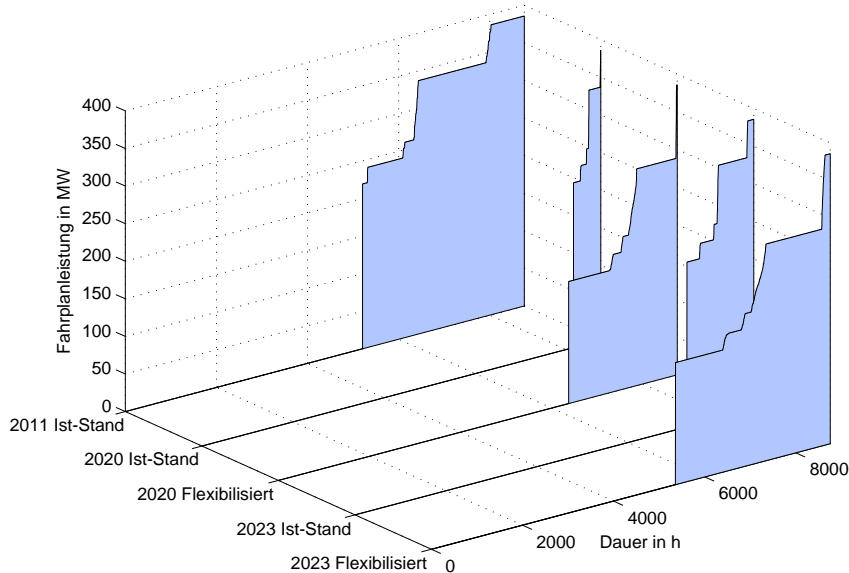


Abbildung 9.4: Änderung der Fahrweise der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden für die Jahre 2020 und 2023 im Vergleich zum Referenzjahr 2011 und Darstellung des Einflusses einer Flexibilisierung auf die Betriebsstundenzahl

Für 2011 ist eine Volllaststundenzahl von 2767 h ermittelt worden, der Betrieb erfolgt hier zu zwei Dritteln im oberen Lastbereich. Für das Jahr 2020 wird eine massive Reduktion der Volllaststundenzahl auf 413 h prognostiziert. Für das Jahr 2023 steigen die Volllaststundenzahl aufgrund des vollzogenen Kernenergieausstieges wieder leicht auf 1065 h an. Würde die Mindestlast des GuD-Kraftwerks abgesenkt und der Lastgradient verdoppelt werden, bestünde das Potential von 1296 Volllaststunden für das Jahr 2020 bzw. von 1937 h für 2023. Weiterhin eignet sich die Anlage nun bevorzugt für den Einsatz als Regelkraftwerk und hält mit 238 GWh im Jahr 2020 und 344 GWh im Jahr 2023 rund neun- bzw. sechsmal mehr Sekundärregelung vor als eine entsprechende konventionell gefahrene Anlage, siehe auch Tab. 9.2.

Tabelle 9.2: Jahresbetrieb der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden für die untersuchten Szenarien

Jahr Variante	2011	2020		2023	
	Ist-Stand	Ist-Stand	Flex.	Ist-Stand	Flex.
Betriebsstunden	3.551 h	599 h	2.387 h	1.470 h	3.404 h
Volllaststunden	2.767 h	413 h	1.296 h	1.065 h	1.937 h
vorgehaltene Primärregelung	152 GWh	18 GWh	57 GWh	51 GWh	94 GWh
vorgehaltene Sekundärregelung	142 GWh	26 GWh	238 GWh	65 GWh	344 GWh

Die in Abb. 9.5 gezeigte Startanzahl für die zukünftigen Szenarien verhält sich proportional zur Betriebsstundenzahl. Allerdings kommt es zu einer Verschiebung zu mehr Warmstarts und weniger Heißstarts. Für die Anzahl der Lastwechsel ergibt sich ein uneinheitliches Bild. Wird das Kraftwerk weiterhin entsprechend der heutigen Parameter gefahren, so kann sich die Anzahl der Lastwechsel sogar verringern, bedingt durch eine niedrigere Volllaststundenzahl. Im Fall einer Absenkung der Mindestlast und einer Erhöhung des Lastgradienten würde dann jedoch eine beträchtliche Anzahl von sehr großen Lastwechseln als neue Belastung hinzukommen.

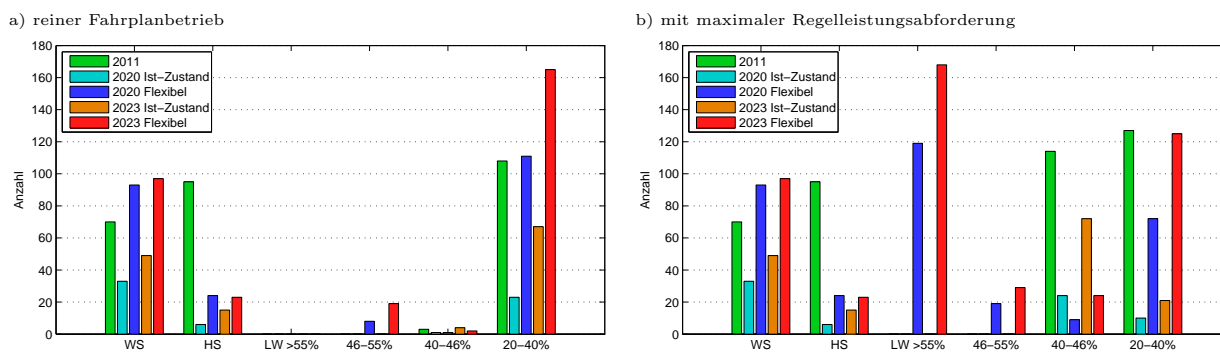


Abbildung 9.5: Veränderung der Anzahl von Starts und Lastwechsel der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden für die Jahre 2020 und 2023 im Vergleich zum Referenzjahr 2011 und Darstellung des Einflusses einer Flexibilisierung

Wie aus Abb. 9.6 hervorgeht, ist die aus dem ganzjährigen Betrieb resultierende Bauteiler-müdung klar geprägt durch die Anfahrvorgänge. Selbst unter der Annahme einer maximalen Abforderung der Regelleistung verursachen sie immer noch mehr als 77 % (Szenario „2023 Flexibilisiert“) des gesamten Lebensdauerverbrauches. Die Lastwechsel kleiner 46 % verursachen nur verschwindend geringe Bauteilerschöpfung und sind daher vernachlässigbar. Selbst die großen Lastwechsel in Verbindung mit einer abgesenkten Mindestlast tragen nur zu 17 (2020) bzw. 22 % (2023) zum gesamten Jahreslebensdauerverbrauch bei.

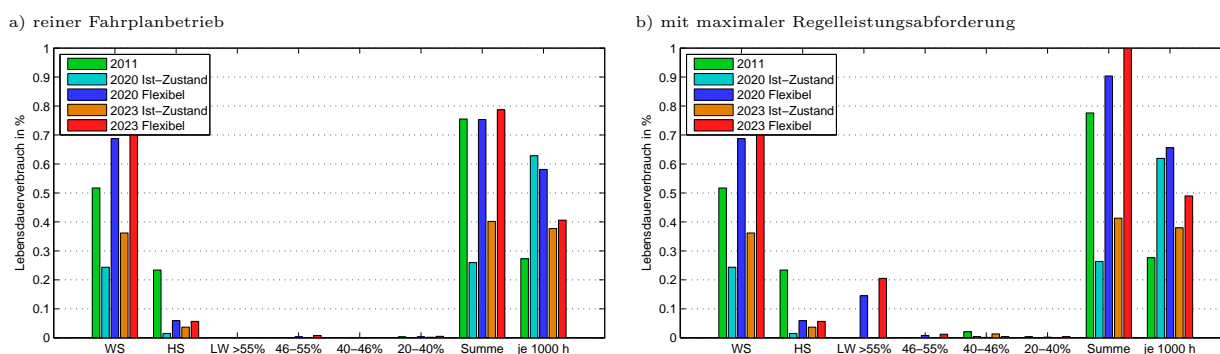


Abbildung 9.6: Resultierender Lebensdauerverbrauch für die untersuchten Szenarien

Als Fazit für GuD-Anlagen vom Typ „Mainz Wiesbaden“ erhöht sich zukünftig der spezifische Lebensdauerverzehr im Mittel um den Faktor 1,94. Die Hauptursache hierfür ist die je Volllaststunde gestiegene Zahl von Warmstarts, wohingegen die großen Lastwechsel nur rund ein Fünftel des Jahreslebensdauerverbrauch verursachen.

10 Zusammenfassung

10.1 Fazit der Arbeit

In dieser Arbeit wurden instationäre Kraftwerksmodelle für ein Steinkohlekraftwerk und eine kombinierte Gas- und Dampfturbinenanlage vorgestellt. Diese Modelle erlauben die thermodynamische Analyse des Kraftwerksprozesses und die Untersuchung der Bauteilbelastungen während des dynamischen Betriebes anhand des Lebensdauer verbrauchs der dickwandigen Bauteile des Kessels. Mit dieser Methodik ist es möglich, zukünftige Fahrweisen bei abgesenkter Mindestlast und erhöhter zulässiger Laständerungsgeschwindigkeit zu bewerten und weiterhin das Potential von verfahrens- und leittechnische Optimierungen hinsichtlich eines schonenderen Betriebs ermitteln.

Zu diesem Zweck wurde eine vorhandene, quelloffene Modell-Bibliothek erweitert und erfolgreich angewendet. Die beiden erstellten Gesamtmodelle wurden umfangreich anhand von Messdaten aus den Referenzkraftwerken validiert. Die dabei erzielte Genauigkeit ist von hoher Qualität und erlaubt die Beantwortung der eingangs formulierten Fragestellungen. Die nachgeschaltete Verwendung von der Literatur entnommenen technischen Richtlinien zur Ermittlung der Bauteilbelastung erwiesen sich dabei als effektives Instrument zur Bewertung des Kraftwerksbetriebs. Der Lebensdauer verbrauch infolge Wechserschöpfung wurde dabei als Indikator verwendet, um verschiedene Fahrweisen und leittechnische Konzepte miteinander zu vergleichen.

Anhand der beiden Kraftwerksmodelle konnte erfolgreich das Potential der beiden Anlagen hinsichtlich einer Erhöhung der Flexibilität gezeigt werden. Für Steinkohlekraftwerke, welche ursprünglich für hauptsächlich stationären Betrieb zwischen 50 und 100 % Nennlast konzipiert wurden, konnten große Spielräume zur Steigerung der Flexibilität nachgewiesen werden. So ist prinzipiell bei vertretbaren Umbaumaßnahmen ein Betrieb zwischen 35 % und Volllast bei verdoppelten Lastgradienten möglich. Um bei diesen Betriebsparametern einen schonenden Betrieb zu gewährleisten, ist jedoch eine optimierte Leittechnik von Nöten.

Ziel muss dabei eine Ermittlung oder Schätzung der momentanen Feuerungsleistung und der an die einzelnen Heizflächen übertragenen Wärmeströme sein. Diese sind im instationären Betrieb aufgrund des trägen Zeitverhaltens der Mühlen und des Kessels verzögert und durch die prozessbedingten Unsicherheiten, wie Kohlequalität und einen veränderlichen Verschmutzungsgrad der Heizflächen durch Ruß und Flugasche beeinflusst. Neue Regelungskonzepte erlauben das Zeitverhalten der Komponenten im Kraftwerk über physikalische Modelle zu erfassen und Störgrößen wie Kohlequalität und Verschmutzungsgrad durch Beobachter zu schätzen. So zeigte eine im Rahmen dieser Arbeit entworfene beobachtergestützte Regelung das Potential die Regelfehler, speziell im dynamischen Betrieb, zu reduzieren und so bei gleichbleibender Bauteilbelastung den Lastgradienten zu erhöhen. In Kombination mit weiteren Maßnahmen, wie z.B. einer verbesserten dynamischen Vorsteuerung des Prozesses, konnte mithilfe des Kraftwerksmodells gezeigt werden, dass der Lebensdauer verzehr der Lastwechsel um rund 20 % vermindert werden kann. Für zukünftige Steinkohlekraftwerke ermöglicht die Verwendung eines in der Lite-

ratur vorgestellten innenberippten Verdampfers und einer indirekten Feuerung in Kombination mit modernster Brennertechnik eine Mindestlast von 15 % bei einen Lastgradienten von 7 %/min.

Da erdgasgefeuerte GuD-Anlagen eine hohe Prozessgüte aufweisen, ist hier keine weitere regelungstechnische Optimierung nötig bzw. möglich, aber aufgrund der bauartbedingten höheren Empfindlichkeit des Naturumlaufabhitzekekessels ist eine Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit jedoch nur unter Inkaufnahme von größeren Ermüdungen möglich. Allerdings zeigen die Untersuchungen, dass es hier noch gewisse Spielräume gibt, so führt ein verdoppelter Lastgradient zu einer moderaten Erhöhung des Lebensdauer verbrauchs um rund 20 %. Für die Absenkung der Mindestlast konnte anhand der durchgeführten Rechnungen demonstriert werden, dass eine Luftvorwärmung das Potential bietet, den unteren Lastpunkt des untersuchten GuD-Kraftwerks bei gleichbleibenden Frischdampftemperaturen von heute 54 % um bis zu 10 % zu senken. Für neue GuD-Kraftwerke bietet ein Bensonabhitzekeessel Potential den Lastgradienten zu erhöhen. Alternative Konzepte verfolgen den Ansatz über ein verändertes HD-Trommeldesign die Empfindlichkeit des Kessels gegenüber thermischen Spannungen und hohen Lastgradienten zu verringern.

Für den zukünftigen Kraftwerksbetrieb sind generell ein erhöhter Lebensdauer verbrauch durch häufigere Starts und zukünftig größere Lastwechsel zu erwarten. Inwieweit ein einzelnes Kraftwerk von diesen Veränderungen betroffen ist, hängt jedoch stark von den Flexibilität der jeweiligen Anlage ab. Kraftwerke mit einer geringen Mindestlast und einem hohen Lastgradienten haben in Zeiten hoher regenerativer Einspeisung einen Wettbewerbsvorteil und sind dann bevorzugt im Betrieb. Aufgrund dessen weisen sie höhere Volllaststundenzahlen auf und stellen im größerem Maße Systemdienstleistungen bereit. Durch das Verbleiben am Netz in diesen Phasen vermeiden flexible Anlagen zudem Anfahrten. Andererseits ist die Fahrweise dieser Kraftwerke durch eine besonders hohe Dynamik und einen häufigen Betrieb in niedriger Teillast gekennzeichnet. Aufgrund dieser dynamischen Fahrweise würde sich der Jahreslebensdauer verbrauch eines Steinkohlekraftwerks vom Typ „Rostock“ um den Faktor 8 von 0,4 auf rund 3,24 % pro Jahr erhöhen, trotz halbiertes Volllaststundenzahl. Ein derartig hoher Wert würde bei einer geplanten Betriebsdauer von 40 Jahren einen vorzeitigen Verschleiß bedeuten. Eine schonende Fahrweise, ermöglicht durch eine optimierte Leitechnik, bietet das Potential den Jahreslebensdauer verbrauch der hochbelasteten Bauteile von 3,22 auf 2,75 % zu senken. Für GuD-Anlagen ergeben sich nicht derartig gravierende Veränderungen, so erhöht sich zukünftig ebenso die Bauteiler müdung je Volllaststunde um den Faktor 1,8, allerdings relativiert sich diese Erhöhung aufgrund der geringeren Auslastung, so dass sich der absolute Wert des Lebensdauer verzehrs nur um rund 12 % vergrößert.

Abschließend kann gesagt werden, dass für die Bewertung künftiger Kraftwerksbeanspruchungen mit der instationären Kraftwerkssimulation ein leistungsfähiges Instrument gefunden wurde, welches aufgrund ihres systemischen Ansatzes einen guten Überblick über die zu erwartenden Mehrbelastungen gibt. Hochgenaue Ermittlung der Belastung einzelner Bauteile bleiben allerdings 3D-CFD bzw. FEM-Untersuchungen vorbehalten.

10.2 Ausblick

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse über die zukünftig erhöhten Bauteilmüdigungen, sowie der vermehrte Einsatz der beiden untersuchten Anlagen als Regelkraftwerke, werfen eine Reihe von weiteren Fragen auf. Unter anderem, wie hoch die zusätzlichen Beanspruchungen durch den Abruf von Regelleistung im Vergleich zum reinen Fahrplanbetriebes sind. Die Beantwortung dieses Aufgabenkomplexes ist Inhalt eines Folgeprojektes des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik und des Instituts für Elektrische Energietechnik der Universität Rostock. Für eine realitätsnahe Abbildung der Kraftwerke im Regelbetrieb müssten die entsprechenden Primärregelkreise, sowie die Verfahrenstechnik für Turbinenandrosselung und Kondensatstau im Modell hinterlegt werden. Aufgrund der modularen Strukturierung der existierenden Gesamtmodelle, sowie der übersichtlichen Organisation der Teilmodelle in Bibliotheken, ist es durch Erweiterung der Kraftwerksmodelle bzw. durch Anpassung einzelner Komponenten möglich, auch diese Fragestellungen zu beantworten.

Darüber hinaus rückt immer mehr die Frage nach den zukünftigen Belastungen der Braunkohlekraftwerke in den Fokus. Zwar sind diese mittelfristig nicht in dem Maße wie Steinkohlekraftwerke und GuD-Anlagen von einer hoch dynamischen Fahrweise betroffen, jedoch wird sich dies voraussichtlich mit weiter fortschreitenden Zubau der erneuerbaren Energien ab ca. 2025 ändern. Zusätzlich ist im Speziellen die Dynamik der Braunkohlekraftwerke aufgrund der hohen Stoffströme begrenzt. Bei der Modellierung einer Braunkohleanlage könnten eine Vielzahl der im Steinkohlekraftwerksmodell verwendeten Untermodelle weiter benutzt werden. Die Wahl der Programmiersprache Modelica als Basis für die Kraftwerksmodellierung bietet daher einen guten Ausgangspunkt für weitere Arbeiten.

So wird Modelica aufgrund der grundsätzlich Eignung zur Modellierung großer heterogener Systeme bei steigenden Leistungsfähigkeit der Solver zunehmend häufiger auf dem Feld der Kraftwerkstechnik sowohl universitär als auch von der Industrie eingesetzt. Die Zielstellungen können dabei sehr unterschiedlich sein, in einem Verbundprojekt der deutschen Energieversorger mit der TU Hamburg Harburg erfolgt eine Untersuchung der Auswirkungen einer nachgeschalteter CO_2 -Abtrennung auf die Dynamik des Kraftwerksprozesses. Hierbei bietet die universelle Einsetzbarkeit von Modelica die Chance alle Teilsysteme, wie Wasser-Dampf-Kreislauf, Rauchgasstrecke, CO_2 -Post-Combustion Prozess sowie CO_2 -Verdichtungsprozess in einem integralen Modell zu vereinen. In der Industrie wird Modelica für die Beantwortung praxisnaher Fragestellungen, wie der Ermittlung der thermischen Belastungen der Kesselwände im dynamischen Betrieb verwendet. Ein zu diesem Zweck erstelltes Brennraummodell wird in [37] vorgestellt.

Langfristig bietet ein sich aktuell in der Entwicklung befindlicher in Modelica integrierter Optimierungsalgorithmus [1] großes Potential für die weitergehende Bearbeitung der Thematik der Reduzierung der Bauteilbelastungen im dynamischen Betriebs. Unter der Vorgabe einer Zielfunktion, wie z.B. einer minimalen Zeitdauer für einen Lastwechsel unter Beachtung der zulässigen Bauteilspannungen können so optimale Trajektorien für die Sollwerte von Feuerungsleistung und Dampftemperaturen gefunden werden. So wird in [19] für den Anfahrprozess einer GuD-Anlage eine Optimierung des zeitlichen Verlaufes der Feuerungsleistung untersucht. Allerdings sind aufgrund der aktuell noch begrenzten Leistungsfähigkeit dieses Optimierungsalgorithmuses starke Modellvereinfachungen erforderlich, die eine Nutzung derzeitig noch einschränken.

A Literaturverzeichnis

- [1] AKESSON, JOHAN: *Optimica - An Extension of Modelica Supporting Dynamic Optimization*. In: *Proceedings of the 6th International Modelica Conference, Bielefeld, März 2008*.
- [2] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik*. Springer Verlag, 11. Auflage, 2002.
- [3] BAEHR, H.D. und K. STEPHAN: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag, 3. Auflage, 1998.
- [4] BERGER, C., G. BLAUDEL, C. HODULAK und B. WURM: *Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. VDMA Verlag Frankfurt am Main, 2001.
- [5] BING MAPS: *Isometrische Luftaufnahme des Kraftwerks 3*. <http://www.bing.com/maps/>, Februar 2011.
- [6] BLONN: *Kraftwerke Mainz-Wiesbaden AG: Leittechnische Funktionspläne des Kraftwerk 3*. Internes Dokument der Firma Siemens, März 2000.
- [7] BOHL, W.: *Technische Strömungslehre*. Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe, 12. Auflage, 2001.
- [8] BRANDT, F.: *Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*. Fachverband Dampfkessel- und Rohrleitungsbau, 2. Auflage, 1991.
- [9] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Datenbank „Kraftwerke in Deutschland“*, 2011.
- [10] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 29.03.2000*. www.umweltministerium.de/gesetze/verordnungen/doc/2676.php, 31. März 2009.
- [11] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Restlaufzeiten der Atomkraftwerke in Deutschland, Stand Januar 2009*. <http://www.bmu.de/atomenergie/doc/43032.php>, 3. Juni 2009.
- [12] BUSEKRUS: *Dokumentation Kraftwerk Rostock*. Technischer Bericht, Babcock AG Oberhausen, September 1989.
- [13] CASELLA, F.: *Modelling , Simulation and Control of a Geothermal Power Plant*. Doktorarbeit, Politecnico diMilano, Februar 1999.
- [14] CASELLA, F.: *On the Heat Transfer in Steam Turbines*. Nach persönlicher Auskunft, 2008.
- [15] CASELLA, F.: *Object-Oriented Modelling of Power Plants: a Structured Approach*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009*, Juli 2009.

-
- [16] CASELLA, F. und A. LEVA: *Modelica Open Library for Power Plant Simulation: Design and Experimental Validation*. In: *Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, Linköping, Peter Fritzson (editor)*, 3. November 2003.
- [17] CASELLA, F. und A. LEVA: *Object-Oriented Modelling & Simulation of Power Plants with Modelica*. In: *Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference 2005, Seville, Spain*, 12 Dezember 2005.
- [18] CASELLA, F. und F. PRETOLANI: *Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: a Simulation Study with Modelica*. Modelica Conference, 4. September 2006.
- [19] CASELLA, FRANCESCO, FILIPPO DONIDA und JOHAN AKESSON: *Object-Oriented Modeling and Optimal Control: A Case Study in Power Plant Start-Up*. In: *18th IFAC World Congress*, 2011.
- [20] CHRISTENSEN, TORKILD: *persönliche Korrespondenz*. Fredericia (DK), Dong Energy, Modeling and Optimization, 2009.
- [21] COLLIER, JOHN. G. und JOHN R. THOME: *Convective Boiling and Condensation*. Oxford Engineering Science Series, 1996.
- [22] DAHL-SOERENSEN, M.J. und B. SOLBERG: *Pulverized Fuel Control using Biased Flow Measurements*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 6. Juli 2009.
- [23] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR: *Energiewirtschaftliche Planung für die Netzintegration von Windenergie in Deutschland an Land und Offshore bis zum Jahr 2020*. Technischer Bericht, 2005.
- [24] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR: *dena-Netzstudie II – Integration erneuerbarer Energien in die deutsche Stromversorgung im Zeitraum 2015-2020 mit Ausblick auf 2025*. Technischer Bericht, 2011.
- [25] DEUTSCHER DAMPFKESSELAUSSCHUSS (DDA): *Technische Regeln für Dampfkessel*. Richtlinie, 2000.
- [26] DIXON, S.L.: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth Heinemann, 4. Auflage, 1998.
- [27] DOLEZAL, RICHARD: *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke*. Springer-Verlag, 2001.
- [28] DOOLEY, D.B.: *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Technischer Bericht, The International Association for the Properties of Water and Steam, 1997.
- [29] DOOLEY, R.B.: *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Technischer Bericht, The International Association for the Properties of Water and Steam, 2007.

- [30] DYNASIM AB: *Dymola Multi-Engeneering Modeling and Simulation*. www.dynasim.se, 10. August 2009.
- [31] EFFENBERGER, H.: *Dampferzeugung*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2000.
- [32] EPPERLE, B., R. LEITHNER, W. LINZER und H. WALTER: *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*. Springer Verlag Wien New York, 2009.
- [33] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY: *Renewable Energy Projections as Published in the National Renewable Energy Actions Plans of the European Member States*, 2011.
- [34] FERZIGER, J.H. und M. PEREC: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer Verlag, 2002.
- [35] FLYNN, DAMIAN: *Thermal Power Plant Simulation and Control*. Nummer ISBN 0 85296 419 6. The Institution of Electrical Engineers, London, 2003.
- [36] FRITZSON, F.: *Prinziples of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica*. Wiley Interscience, 2004.
- [37] GALL, LEO, KILIAN LINK und HAIKO STEUER: *Modeling of Gas-Particle-Flow and Heat Radiation in Steam Power Plants*. In: *Proceedings of the 8th International Modelica Conference, Dresden, März 2011*.
- [38] GNIELINSKI, V: *VDI-Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure, 10. Auflage Auflage, 2006.
- [39] GOTTELT, FRIEDRICH: *Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerten Dynamikanforderungen*. Doktorarbeit, Universität Rostock, 2010.
- [40] GWEC - GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL: *Press Release: Tables and Statistics 2008*. www.gwec.net, 2009.
- [41] HÄNEL, D.: *Mathematische Strömungslehre*. Script, RWTH Aachen, 2007.
- [42] HANSEN, ULF: *Dampferzeugeranlagen*. Vorlesungskript Universität Rostock.
- [43] HANSEN, ULF: *Kraftwerksanlagen*. Vorlesungskript Universität Rostock.
- [44] HASELSTEINER, T.: *Modellierung des Lebensdauer verbrauchs von thermisch belasteten Komponenten in Kohlekraftwerken*. Diplomarbeit, Technische Universität München, 25. September 2007.
- [45] HASSEL, E., V. VASILTSOVA und R. STRENZIOK: *Einführung in die Technische Thermodynamik*. FVTR GmbH Rostock, 2010.
- [46] HEENE: *GuD Mainz-Wiesbaden Abnahmemessung*. Technischer Bericht, Siemens AG Mülheim a. d. Ruhr, 2001.
- [47] HOJCZYK, B., W. HÜHNE und H.G. THIERFELDER: *Das Steinkohlekraftwerk Rostock*. VGB Kraftwerkstechnik, 77(4):315–320, 1997.

- [48] HUSUMWINDENERGY: *WindEnergy Study 2008 - Assessment of the Wind Energy Market Until 2017 (Charts)*. In: *HUSUM WindEnergy -The Leading Wind Energy Trade Fair*, 9. September 2008.
- [49] INTERNETSEITE DER KRAFTWERKE MAINZ-WIESBADEN AG: *Technische Information Kraftwerk 3*. www.kmw-ag.de, 2011.
- [50] INTERNETSEITE DES NORDDEUTSCHEN RUNDFUNKS: *Bestehende Kohlekraftwerke im Norden*. <http://www.ndr.de/regional/dossiers/kohlekraft/hintergrund/kohlekraft2.html>, August 2011.
- [51] JESCHKE, ROLAND, BJÖRN HENNING und WOLFGANG SCHREIER: *Flexibilität mittels hoch-effizienter Technik*. In: *VGB-Kongress Kraftwerke 2011, Bern*, 2011.
- [52] JOPP, KLAUS: *Neue Maßstäbe im GuD-Prozess*. BWK, 6:52ff, 2005.
- [53] KARL, J.: *Dezentrale Energiesysteme Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt*. Nummer ISBN 3-486-27505-4. Oldenbourg Verlag München Wien, 1. Auflage, 2004.
- [54] KLEFENZ, G.: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. Wissenschaftsverlag Mannheim, Wien, Zürich, 4. Auflage, 1991.
- [55] KOCH, S., M. ZIMA und G. ANDERSSON: *Active Coordination of Thermal Household Appliances for Load Management Purposes*. In: *IFAC Symposium on Power Plant and Power System Control, Tampere*, 5. Juli 2009.
- [56] KUNZE, U. und A. RÖMPKE: *Betriebsbegleitende Online-Lebensdauerüberwachung von Dampferzeugern nach DIN EN 12952*. In: *38. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Kapitel V6.5. Technische Universität Dresden, Oktober 2006.
- [57] LAKSHMINARAYANA, B.: *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, 1996.
- [58] LANGNICKEL, U.: *Dena-Zwischenbericht*. 18. März 2009.
- [59] LEONHARD, W. und K. MÜLLER: *Ausgleich von Windenergieschwankungen mit fossil befeuerten Kraftwerken - wo sind die Grenzen?* *Energiewirtschaft*, 21, 2002.
- [60] LEWIN, G., G. LÄSSIG und N. WOYWODE: *Apparate und Behälter Grundlagen Festigkeitsrechnung*. VEB Verlag Technik Berlin, 1990.
- [61] MAUCH, W., M. STECK und J. HABERMANN: *Ambitionierte Ziele - das integrierte Energie- und Klimaprogramm*. BWK, 61:14–19, Juli 2009.
- [62] MODELICA ASSOCIATION: *Modeling of Complex Physical Systems*. www.modelica.org, 7. September 2009.
- [63] MÜLLER: *Abschlussbericht - Abnahmeversuche Kraftwerk Rostock*. Technischer Bericht, Vereinigte Energiewerke AG Oberhausen, 1994.

- [64] MÜLLER, M.: *Erarbeitung und Umsetzung eines Modells zur Vorhersage der in einem kohlestaubgefeuerten Dampferzeuger entbundene und an die verschiedenen Heizflächen übertragenen Wärmeströme*. Diplomarbeit, Universität Rostock, 30 April 2009.
- [65] NASA, GLENN RESEARCH CENTER: *NASA Glenn Coefficients for Calculation Thermodynamic Properties of Individual Species*. gltrs.grc.nasa.gov/reports/2002/TP-2002-211556.pdf, 2002.
- [66] NEISE, F.: *Risk Management in Stochastic Integer Programming With Application to Dispersed Power Generation*. Vieweg + Teubner Research, 2008.
- [67] NEM ENERGY B.V.: *Peaker HRSG DrumPlus*. http://www.nem-group.com/EN/products/hrsgs/1/peaker_hrsg_drumplus/19/, Februar 2012.
- [68] NIEMCZYK, PIOTR ANDERSEN, PALLE BENDTSEN, JAN DIMON SOENDERGAARD PEDERSEN, TOM RAVN und ANDERS PETER: *Derivation and validation of a coal mill model for control*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 2009.
- [69] NOLTE, MICHAEL, HERRMANN BRÜGGENDICK und KLAUS BROSCHE: *Kohlekraftwerke im Energiemix mit den erneuerbaren Energien - Der Schwachlastbetrieb und seine Auswirkungen auf das Kohlekraftwerk*. In: *43. Kraftwerktechnisches Kolloquium, Dresden*, 2011.
- [70] PETRITSCH, G.: *Modelle und Risiken im Energiehandel*. Seminar Finanzmathematik, Wien, 16. Mai 2007.
- [71] POLITECNICO DI MILANO: *Homepage of the ThermoPower Library*. <http://home.dei.polimi.it/casella/thermopower/index.html>, 11. September 2009.
- [72] RADAJ, D.: *Ermüdungsfestigkeit*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1995.
- [73] REESE: *Babcock - Inbetriebnahme KW Rostock*. Technischer Bericht, Babcock, Juli 1994.
- [74] SCHÄFER: *Kraftwerk Rostock: Leittechnische Funktionspläne*. Internes Dokument der Firma ABB AG Energietechnik, 1993.
- [75] SCHÜTTENHELM, WOLFGANG: *Trends und Entwicklungen von SCR-Katalysatoren für die moderne Kraftwerkstechnik*. In: *43. Kraftwerktechnisches Kolloquium, Dresden*, 2011.
- [76] SCHWAIGERER, S. und G. MÜHLENBECK: *Festigkeitsberechnung im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau*. Nummer ISBN 3-540-61818-x 5. Springer Verlag Berlin, 5. Auflage, 1997.
- [77] SENSFUSS, F., M. RAGWITZ und M. WIETSCHEL: *Fluktuationen der Windenergie und deren Vorhersagbarkeit bei einem verstärkten Ausbau des Offshore-Anteils in Deutschland bis 2020*. In: *IEWT 2003 - Die Zukunft der Energiewirtschaft im liberalisierten Markt*, 2003.
- [78] SIEMENS AG: *Betriebshandbuch KMW Kraftwerk 3*. Internes Dokument der Firma Siemens, Oktober 2001.

- [79] SIEMENS ENERGY: *Bestmarken in puncto Wirkungsgrad und Flexibilität*. BWK, 9:24ff, 2011.
- [80] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag, 2. Auflage, 1993.
- [81] SOLARENERGIE-FÖRDERVEREIN DEUTSCHLAND E.V. (SFV), BUNDESGESCHÄFTSSTELLE AACHEN: *Bundesweite Aufnahme der monatlichen Stromertragsdaten von PV-Anlagen*. www.pv-ertraege.de.
- [82] STEINBRECHT, D.: *Technische Verbrennung*. Vorlesungskript Universität Rostock.
- [83] VAHLENKAMP, T. und S. WISCHHUSEN: *Proceedings of the 7th International Modelica Conference. Como, Italy, 20-22 September 2009.*, Kapitel FluidDissipation for Applications - A Library for Modelling of Heat Transfer and Pressure Loss in Energy Systems, Seiten 132–141. Nummer ISBN 978-91-7393-513-5. Linköping University Electronic Press, 2009.
- [84] VDI/VDE-GESELLSCHAFT MESS- UND AUTOMATISIERUNGSTECHNIK: *VDI/VDE-Richtlinie 3508: Block-Führung/-Regelung von Wärmekraftwerken*. Technischer Bericht, 2002.
- [85] VEREIN DEUTSCHER EISENHÜTTENLEUTE (Herausgeber): *Taschenbuch der Stahl-Eisen-Werkstoffblätter*, Band 9. Auflage. Verlag Stahleisen GmbH, Düsseldorf, 1997.
- [86] VOGELBACHER: *Kraftwerk Rostock: Blockleistungsregelung MODAKOND*. Internes Dokument der Firma ABB, Juli 2007.
- [87] WAGNER, W.: *Strömung und Druckverlust*. Vogel Buchverlag, 4. Auflage, 1997.
- [88] WAGNER, W.: *Festigkeitsberchnungen im Apparate- und Rohrleitungsbau*. Nummer ISBN 978-3-8343-3075-8. Vogel Buchverlag, 7. Auflage, 2007.
- [89] WEBER, H. und C. ZIEMS: *Auswirkungen zunehmender Windenergieeinspeisung auf den Kraftwerksbetrieb in Deutschland*. VGB PowerTech, 06, Juni 2009.
- [90] WEBER, H. und C. ZIEMS: *Integration of large-scale renewable energy sources: Challenges to thermal generation in Germany*. In: *18th IFAC World Congress; Milano*, August 2011.
- [91] WEINHOLD, M.: *Michael Weinhold über die Zukunft der Energieversorgung*. BWK, 61:32–38, Juli 2009.
- [92] WEIRICH, T., A. LEISSE, J. NIESBACH, C. KUHR und H.-J.: *KOCZOROWSKI: Untersuchung an Drallbrennern bei der Verbrennung von Kohle und Biomasse für direkt und indirekt betriebene Feuerungssysteme*. VGB Power, 11:85, 2010.

B Veröffentlichungen

- [93] GOTTELT, F., S. MEINKE, E. HASSEL und J. NOCKE: *Impact of Large-Scale Wind Farms on the German Generation System - Part II*. In: *IFAC Power Plants and Power Systems Control, Tampere*, 8. Juli 2009.
- [94] GOTTELT, F., C. ZIEMS, S. MEINKE, J. NOCKE, H. WEBER und E. HASSEL: *Auswirkungen von fluktuierender Windenergieeinspeisung auf das regel- und thermodynamische Betriebsverhalten konventioneller Kraftwerke in Deutschland - Bestandsaufnahme und Ableitung zukünftiger Anforderungen*. Technischer Bericht, Universität Rostock, 2. Juli 2009.
- [95] MEINKE, S., F. GOTTELT, M. MÜLLER und E. HASSEL: *Modeling of Coal-Fired Power Units with ThermoPower focussing on Start-Up Processes*. In: *8th Modelica Conference, Dresden*, 2011.
- [96] MEINKE, S., J. NOCKE, E. HASSEL, A. RAUH, R. PRABEL und H. ASCHEMANN: *Observer-Based Live Steam Temperature Control for a 550 MW Hard Coal Power Plant*. In: *International Conference on System Identification and Control Problems, Moskau*, Februar 2012.
- [97] MEINKE, S., J. NOCKE, E. HASSEL, C. ZIEMS und H. WEBER: *Thermodynamische Simulation eines Steinkohleblocks unter Einbezug der Regelungstechnik mit Modelica*. 42. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, Oktober 2010.
- [98] MEINKE, S., J. NOCKE, E. HASSEL, C. ZIEMS und H. WEBER: *Instationäre Kraftwerkssimulation unter Einbezug der Regelungstechnik mit Modelica*. In: *43. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden*, Oktober 2011.
- [99] MEINKE, S., J. NOCKE, E. HASSEL, C. ZIEMS und H. WEBER: *Instationäre Kraftwerkssimulation zur Bewertung zukünftiger Kraftwerksbeanspruchung infolge steigender Windeinspeisung*. Thermodynamik Kolloquium, Frankfurt am Main, Oktober 2011.
- [100] ZIEMS, C., S. MEINKE, J. NOCKE, H. WEBER und E. HASSEL: *Influence of Intermittent Wind and Photovoltaic Power Production onto Thermal Power Plants in Germany until 2020*. In: *17th Power Systems Computation Conference, Stockholm*, August 2011.
- [101] ZIEMS, C., S. MEINKE, J. NOCKE, H. WEBER und E. HASSEL: *Ratio between Conventional and Renewable Energy Production in Germany with Focus on 2020*. VGB PowerTech International, 8:35 ff., 2011.
- [102] ZIEMS, C., S. MEINKE, J. NOCKE, H. WEBER und E. HASSEL: *Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen*. Technischer Bericht, Universität Rostock, März 2012.

- [103] ZIEMS, C., H. WEBER und S. MEINKE: *Wind Energy Management*, Kapitel Technical Framework Conditions to Integrate High Intermittent Renewable Energy Feed-In in Germany, Seite 33 ff. InTech, 2011.

C Abbildungsverzeichnis

1.1	Wind- und Photovoltaikeinspeisung heute und 2020 [90]	2
1.2	Veränderung des Kraftwerkseinsatzes	4
2.1	Untersuchte Kraftwerke - Steinkohlekraftwerk Rostock (links) [50] und GuD-Anlage Mainz Wiesbaden (rechts) [5]	8
2.2	Anlagenschnitt Kraftwerk Rostock [47]	9
2.3	Wärmeschaltbild Kraftwerk Rostock (nach [12])	10
2.4	Dampfkraftprozess des Kraftwerks Rostock im h,s - Diagramm	11
2.5	Wärmeschaltbild der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	12
2.6	Darstellung des Gasturbinen- und des Dampfkraftprozesses der GuD-Anlage im T,s - Diagramm	13
2.7	T, \dot{Q} - Diagramm der Wärmeübertragung im Abhitzekessel	13
3.1	Schema Finites Volumen [41]	17
3.2	Schema Finites Volumen mit definierter Ein- und Ausströmfläche	18
3.3	Geometrische Parameter eines fluchtenden Rohrbündels	22
3.4	Rechteckrippe vom Speisewasservorwärmer (ECO)	23
4.1	Struktur des Modells des Kraftwerks Rostock	30
4.2	Struktur des Modells der kombinierten Gas- und Dampfturbinenanlage Mainz Wiesbaden	31
4.3	Kohleaufbereitung im Schema	32
4.4	Speicherräume und Massenströme in Steinkohlemühlen [68]	32
4.5	Vereinfachung der Heizflächengeometrie unter der Annahme symmetrischer Strömungsverhältnisse in den parallelen Heizflächenrohren	34
4.6	Struktur des Heizflächenmodells am Beispiel eines Überhitzers	35
4.7	Ermittelter Verschmutzungsgrad der Heizflächen des Kraftwerks Rostock	36
4.8	Heizrohre mit Korrosionsschicht	37
4.9	Typische Bauformen von Zwei-Phasen-Behältern in Kraftwerken	37
4.10	Modellansatz für Zweiphasenbehälter am Beispiel einer Trommel	38
4.11	3D-Kennfeld einer Kondensatpumpe	43
4.12	Übersicht Leittechnik des Kraftwerks Rostock	44
4.13	Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung	45
4.14	Schema der Blockführung [86]	46
4.15	Kennfeld zur Steuerung der Speisewasserpumpen	47
4.16	Kennlinie Enthalpie-Korrekturregelung	48
4.17	Vorsteuerung und Regelung der Speisewasserpumpe [74]	48
4.18	Übersicht Leittechnik der GuD-Anlage	49
4.19	Schema der Blockführung	50

4.20	Schema der Abgastemperaturregelung	51
4.21	Prinzipschema der Dreikomponentenregelung [54]	52
5.1	Definition des Validierungsszenarios - gewünschte Zielleistung vom Lastverteiler und sich daraus ergebener Sollwert Wärmeleistung	53
5.2	Validierungsergebnisse: Vergleich des berechneten und gemessenen Frischdampfdruckes und der Massenströme am Economizereintritt und Überhitzer 4 Austritt	54
5.3	Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Fluidtemperaturen am Eintritt Economizer, am Verdampferaustritt, sowie am Austritt nach dem ersten und vierten Überhitzer	55
5.4	Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Einspritzmengen des ersten und zweiten Einspritzkühlers hinter dem ersten und dritten Überhitzer	55
5.5	Vergleich der simulierten Netto-Generatorleistung mit der korrespondierenden Messung	56
5.6	Gegenüberstellung der gemessenen und errechneten Wärmeleistung der Gasturbine	57
5.7	Validierungsergebnisse der Gasturbine: Vergleich des berechneten und gemessenen Abgasmassenstroms und der Temperatur am Verdichteraustritt und am Abhitzekeesseleintritt	57
5.8	Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen HD- und MD-Frischdampfdrücke sowie der korrespondierenden Massenströme	58
5.9	Parameter des Naturumlaufes: Darstellung der Naturumlaufmassenströme sowie des Dampfgehalts in den Steigrohren für den HD- und den MD-Verdampfer . . .	59
5.10	Validierungsergebnisse: Vergleich der berechneten und gemessenen Dampftemperaturen in der HD- und MD-Trommel sowie am Austritt des HD-Überhitzers 4 und des Zwischenüberhitzers 2	59
5.11	Vergleich der simulierten Gesamtnettogleistung sowie der Dampfturbinenleistung mit der korrespondierenden Messung	60
6.1	Heutige und zukünftige Lastanforderungen an das Kraftwerk Rostock in dem Referenzfahrplan der Auswertung	61
6.2	Heutige und zukünftige Lastanforderungen an die GuD-Anlage Mainz Wiesbaden in dem Referenzfahrplan der Auswertung	62
6.3	Verläufe der Generator- und Wärmeleistung des Referenzszenarios	63
6.4	Überblick über die Dampfmassenströme und -drücke im Kessel für das Referenzszenario	63
6.5	Referenzszenario - Temperaturen und Einspritzmengen der Temperaturregelung .	64
6.6	Referenzszenario - Rauchgastemperatur vor DeNox	64
6.7	Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall des Referenzszenarios	65
6.8	Verläufe der Generator- und Wärmeleistung des Szenarios „doppelter Lastgradient“	66
6.9	Überblick über die Dampfmassenströme und -drücke im Kessel für das Szenario „doppelter Lastgradient“	67

6.10	Szenario „doppelter Lastgradient“ - Temperaturen und Einspritzmengen der Temperaturregelung	67
6.11	Szenario „doppelter Lastgradient“ - Rauchgastemperatur vor DeNox	68
6.12	Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall eines doppelten Lastgradienten	68
6.13	Verläufe der Generator- und Wärmeleistung für das Referenzszenario	69
6.14	Referenzszenario - Luft-, Abgas-, und Dampfmassenströme	70
6.15	Referenzszenario - Luft-, Abgas-, und Dampftemperaturen	71
6.16	Referenzszenario - Wirkungsgrad des GuD-Prozesses	71
6.17	Verläufe der Generator- und Wärmeleistung für das Szenario „doppelter Lastgradient“	72
6.18	Szenario „doppelter Lastgradient“ - Luft-, Abgas-, und Dampfmassenströme	73
6.19	Szenario „doppelter Lastgradient“ - Luft-, Abgas-, und Dampftemperaturen	73
6.20	Szenario „doppelter Lastgradient“ - Wirkungsgrad des GuD-Prozesses	74
7.1	Problematik der Erhöhung des Lastgradienten	76
7.2	Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Korrekturorgane	77
7.3	Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Regelgüte der Frischdampf-temperatur	78
7.4	Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Bauteilspannungen	79
7.5	Resultierender Lebendauerverbrauch infolge Lastwechsel [25]	80
7.6	Spannung der HD-Turbinenwelle entsprechend des Referenzfahrplanes für den einfachen und verdoppelten Lastgradienten	82
7.7	Energie- und Exergiefluss des Steinkohlekraftwerks Rostock	83
7.8	Vergleich der Exergieverluste des Gesamtprozesses für die untersuchten Lastpunkte	84
7.9	Vergleich der Zusammensetzung des Eigenbedarfs für die untersuchten Lastpunkte, basierend auf [63]	85
7.10	Dickwandige Dampftrommeln des Kraftwerks Mainz Wiesbadens über den Heizflächen des Abhitzekeessels	89
7.11	Einfluss der Erhöhung des Lastgradienten auf die Bauteilspannungen	89
7.12	Einfluss der Absenkung der Mindestlast auf die Bauteilspannungen	92
7.13	Gegenüberstellung Energiefluß - Exergiefluß der GuD-Anlage	93
7.14	Vergleich der auf die Brennstoffenergie bezogenen Exergieverluste für die untersuchten Lastpunkte	94
8.1	Erhöhung der negativen Laständerungsgeschwindigkeit durch einen asymmetrischen Lastgradienten	96
8.2	Dynamische Vorsteuerung der Grundmenge Speisewasser	97
8.3	Auftrennung des Leistungsprädiktors mithilfe einer Kohlenstaubmassenstrommessung	98
8.4	Bewertungsszenario mit dampfseitigen Temperaturstörungen	99
8.5	Regelgüte der beiden Regler im Vergleich unter Anwesenheit von dampfseitigen Temperaturstörungen	100

8.6	Korrespondierender Stellgrößeneingriff der beiden Regler unter Anwesenheit von dampfseitigen Temperaturstörungen	100
8.7	Bewertungsszenario mit rauchgasseitigen Temperaturstörungen	101
8.8	Regelgüte der beiden Regler im Vergleich unter Anwesenheit von rauchgasseitigen Temperaturstörungen	101
8.9	Korrespondierender Stellgrößeneingriff der beiden Regler unter Anwesenheit von rauchgasseitigen Temperaturstörungen	102
8.10	Verlauf der der Enthalpie am Verdampferaustritt	102
8.11	Eingriffe der Enthalpiekorrektur während positiver Lastwechsels für die untersuchten Varianten	103
8.12	Gegenüberstellung der Temperaturverläufe für die Bauteile der HD-Überhitzer während positiver Lastwechsel	103
8.13	Vergleich der Einspritzmengen der HD-Dampfkühler während positiver Lastwechsel	104
8.14	Vergleich der Spannungen für ausgewählte Bauteile während positiver Lastwechsel	105
8.15	Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für die Grundbeanspruchungen im Fall des optimierten Kraftwerks bei erhöhtem Lastgradienten	106
8.16	Innenberipptes Verdampferrohr [31]	107
8.17	Indirekte Feuerung [51]	108
8.18	Verfahrenstechnische Schaltung des Anti-Icing-Systems der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	110
8.19	Vergleich der Dampferzeugerbauformen [42]	112
9.1	Änderung des Fahrweise des Kraftwerks Rostock	113
9.2	Veränderung der Anzahl von Starts und Lastwechsel des Kraftwerks Rostock . .	114
9.3	Resultierender Lebensdauerverbrauch für das Kraftwerk Rostock	115
9.4	Änderung der Fahrweise der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	116
9.5	Veränderung der Anzahl von Starts und Lastwechsel der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	117
9.6	Resultierender Lebensdauerverbrauch für die GuD-Anlage Mainz Wiesbaden . .	117
E.1	Ablauf der Kohleverbrennung [31]	135
F.1	Mollier-h,s-Diagramm für Wasserdampf	140
G.1	Regelung der Kohlemühle [74]	142
G.2	Regelung der Frischluftmenge [74]	143
G.3	Einspritzkühlerregelung [54]	143
G.4	Regelung des Umwälzmassenstrom [74]	144
G.5	Druck- und Temperaturregelung der Turbinenumleitstationen [74]	145
H.1	Prinzipschema der Speisewasserbehälterfüllstands- und Temperaturregelung [6] .	148
H.2	Schema der Einspritzkühlerregelung des Abhitzekekessels [6]	149
I.1	Thermische und mechanische Bauteilbeanspruchung	151
I.2	Instationäre mechanische und thermische Lochrandspannungen	153

I.3	Methodik der Rainflow-Zählung [72]	153
I.4	Mittelspannungskorrektur [72]	154
I.5	Lastzyklenverteilung	154
I.6	Lebensdauerverbrauch gemäß Wöhlerlinie [60]	155
I.7	Kumulativer Lebensdauerverbrauch	156
I.8	Makro-Risswachstum bei zyklischer Beanspruchung [4]	156
I.9	Druck im Überhitzer 4 Austrittssammler	158
I.10	Ermüdung durch Druckschwankungen	158
J.1	Diskretisierungsschema des Beobachtermodells	160
J.2	Abhängigkeit der Systemparameter von der Kessellast und dem thermodynamischen Zustand	161
J.3	Aufbau der beobachtergestützten Frischdampfthermostatregelung	163

D Tabellenverzeichnis

2.1	Betriebsdaten des Kraftwerks Rostock [47]	9
2.2	Betriebsdaten Kraftwerk Mainz Wiesbaden [49]	12
4.1	Turbinenwirkungsgrade über Last für die HD- und MD- Stufe der Dampfturbinen der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden	41
6.1	Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für Grundbeanspruchungen im Fall des Referenzszenarios	72
6.2	Lebensdauerverbrauch und Risswachstum für Grundbeanspruchungen im Fall eines doppelten Lastgradienten	74
7.1	Lastabhängige Änderung der Dampfzustände im Kessel	79
7.2	Anzahl der ertragbaren Lastspiele für die untersuchten Grundbeanspruchungen .	81
7.3	Wirkungsgradabfall über Last	86
7.4	Abfall der Abgastemperatur über Last	87
7.5	Auswirkung der Verdopplung des zulässigen Lastgradientens auf die Anzahl der ertragbaren Lastspiele für einige ausgewählte Bauteile des Abhitzekeessels	90
7.6	Lastabhängige Änderung der Luft-, Abgas-, und Dampfzustände	91
7.7	Anzahl der ertragbaren Lastspiele für die untersuchten Grundbeanspruchungen .	92
7.8	Wirkungsgradabfall des kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses über Last	94
8.1	Anzahl der ertragbaren Lastspiele bei Betrieb unter doppelten Lastgradienten bei Nachrüstung von optimierter Leittechnik und Vergleich mit dem nicht optimierten Kraftwerk	107
8.2	Zulässige Masstromdichte von glatten und innenberippten Rohren [31]	108
8.3	Vergleich eines Luftvorwärmer mit Anti-Icing-System und der Variante „keine Luftvorwärmung“	111
9.1	Jahresbetrieb des Kraftwerks Rostock für die untersuchten Szenarien	114
9.2	Jahresbetrieb der GuD-Anlage Mainz Wiesbaden für die untersuchten Szenarien	116
E.1	Bestandteile von Kohleaschen [31]	136
G.1	Mindestdruckdifferenz über HDU für das Öffnen der Ventile in Abhängigkeit des Kesseldrucks [73]	146

E Verbrennungsrechnung

E.1 Brennstoff Steinkohle

Die Verbrennung von Kohle ist ein komplexer Prozess. Abbildung E.1 zeigt die wesentlichen Vorgänge beim Abbrand eines Kohlekorns. Bei Wärmeeintrag verdampft zunächst das enthaltene Wasser. Über $300\text{ }^\circ\text{C}$ beginnen dann die Kohlepartikel auszugasen (Pyrolyse) und die dabei freigesetzten flüchtigen Bestandteile verbrennen. Letztendlich brennt der Kohlenstoff im verbleibenden Kokssteilchen ab und übrig bleiben alle nicht brennbaren Bestandteile (Asche).

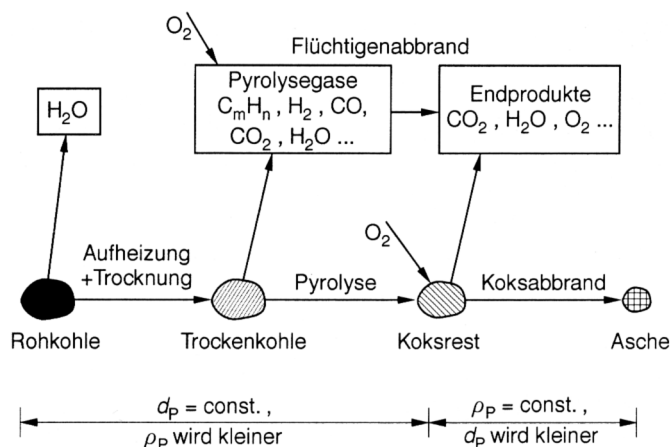


Abbildung E.1: Ablauf der Kohleverbrennung [31]

Pyrolyse und Koksabbrand hängen von einer Vielzahl chemischer und physikalischer Parameter ab. Eine detaillierte Verbrennungsrechnung mit dem zeitlichen Ablauf der wesentlichen Reaktionsvorgänge gestaltet sich daher aufwendig und ist in Anbetracht der Aufgabenstellung nicht zwingend erforderlich. Aus diesem Grund beschränkt sich diese Arbeit auf die klassische Verbrennungsrechnung [82], [8], mit der die entstehenden Rauchgasprodukte ermittelt werden. Voraussetzung hierfür, ist die Kenntnis der Brennstoffzusammensetzung.

Eine Elementaranalyse gibt Aufschluss über die einzelnen Kohle-Bestandteile wie Kohlenstoff C , Wasserstoff H , Schwefel S , Sauerstoff O , Stickstoff N , das innerhalb der Kohle gebundene Wasser W und die Asche A .

$$x_C + x_H + x_S + x_O + x_N + x_W + x_A = 1 \quad [\text{kg}/\text{kg}_{\text{Br}}] \quad (\text{E.1})$$

Gleichung (E.1) zeigt die entsprechende Massenbilanz der Rohkohle. Spricht man hingegen von Trockenkohle ist $x_W = 0$, die Kohle also wasserfrei (wf). Wird auf die Reinkohle Bezug genommen, ist zusätzlich $x_A = 0$ und die Kohle demnach wasser- und aschefrei (waf). Im Rahmen dieser Arbeit wird stets mit Rohkohle ohne zusätzliche externen Feuchtegehalt gearbeitet.

Typische Zusammensetzungen von Steinkohlen sind [31] entnommen. Die dort aufgeführten flüchtigen Bestandteile (FB) entsprechen allen Komponenten, die bei einer schnellen Erhitzung

auf 900 °C (nach DIN 51720) ausgasen. Sie sind abhängig vom Inkohlungsgrad und haben Einfluss auf den Verbrennungsablauf. Die Kohlenasche besteht neben der eigenen Pflanzenasche fast ausschließlich aus abgelagerten Mineralstoffen. Wie in Tab. E.1 zu sehen, unterscheidet sich die Zusammensetzung von Stein- und Braunkohleaschen teils erheblich voneinander. Auf eine genaue Aufschlüsselung der Bestandteile wird verzichtet, da die Zusammensetzung der Asche für die Verbrennungsrechnung nicht relevant ist.

Tabelle E.1: Bestandteile von Kohleaschen [31]

Bestandteil		Steinkohle	Braunkohle
Siliziumoxid	SiO ₂	30 ... 50	5 ... 30
Aluminiumoxid	Al ₂ O ₃	15 ... 30	4 ... 15
Eisenoxid	Fe ₂ O ₃	5 ... 20	4 ... 25
Calciumoxid	CaO	2 ... 15	15 ... 50
Magnesiumoxid	MgO	2 ... 8	3 ... 15
Schwefeltrioxid	SO ₃	1 ... 10	10 ... 40
Phosphorsäure	P ₂ O ₅	0,2 ... 1	0,1 ... 1,8
Kalium+Magnesium	K ₂ O+Na ₂ O	1 ... 5	0,5 ... 2,0

Die für die Verbrennung benötigte Luft wird als feucht angenommen und besitzt eine Zusammensetzung nach (E.2).

$$x_{N_2} + x_{O_2} + x_{H_2O} = 1 \quad [\text{kg}/\text{kg}_L] \quad (\text{E.2})$$

Die brennbaren Bestandteile der Kohle sind Kohlenstoff, Schwefel und Wasserstoff. Bei vollständiger Oxidation reagieren sie zu Kohlendioxid, Schwefeldioxid und Wasser:



Bei der Oxidation des Kohlenstoffs an der Partikeloberfläche bildet sich meist Kohlenmonoxid CO als Zwischenprodukt. Durch den gewollten künstlichen Luftmangel der ersten unterstöchiometrischen Verbrennungsstufe kann es nicht vollständig weiter zu Kohlendioxid CO_2 aufoxidieren. Durch zusätzliche Luftblasungen in der Ausbrandzone und oberhalb der Brenner wird jedoch nachträglich ein ausreichendes Luftangebot gewährleistet, so dass die Verbrennung am Brennkammeraustritt als weitestgehend abgeschlossen betrachtet werden kann. Bei mittleren und hohen Kessellasten begünstigt zudem ein entsprechendes Temperaturniveau von über 1100 °C eine vollständige Umwandlung. Bei niedrigen Kessellasten wird einer vermehrten CO -Bildung, aufgrund niedriger Temperaturen, mit einer Erhöhung des Luftverhältnisses entgegengesteuert. Eine unvollständige Verbrennung, in Form von CO -Bildung wird deshalb in diesem Modell vernachlässigt. Stattdessen wird von einem bestimmten Teil nicht verbranntem Kohlenstoff in Form von Koks oder Ruß ausgegangen, welcher sich mit der Asche vermischt.

Die bei der Verbrennung zerstäubte Kohlenasche wird nicht komplett vom Rauchgas mitgenommen. Etwa 10 bis 20 % der Asche werden als Bettasche oder Schlacke unmittelbar durch

den Brennkammer-Trichter abgeschieden. Der Rest vermischt sich mit dem Rauchgas und bildet die Flugasche.

Nach Empfehlungen [20], werden die beiden geschilderten Sachverhalte durch folgenden Faktoren bei der Verbrennungsrechnung berücksichtigt:

- Anteil an unverbranntem Kohlenstoff in der Asche $f_u = 0,02$
- Anteil der Flugasche an der Gesamtasche $f_a = 0,90$

Der Anteil an unverbranntem Kohlenstoff x_{Cu} ergibt sich aus (E.6) und muss vom ursprünglichen Kohlenstoff x_C abgezogen werden.

$$x_{Cu} = \frac{1}{\frac{1}{f_u} - 1} \cdot x_A \quad [\text{kgC/kgBr}] \quad (\text{E.6})$$

Mit Kenntnis dieses Anteils und den in (E.3) bis (E.5) beteiligten Stoffmengen und ihren molaren Massen, lässt sich so der Mindestsauerstoffbedarf (E.7) ermitteln. Zusammen mit der aus (E.2) bekannten Luftzusammensetzung erhält man den Mindestluftbedarf (E.8). Durch das lastabhängig einzuregelnde und damit vorgegebene Luftverhältnis λ kann man auf die tatsächliche Luftbedarf (E.9) schließen.

$$O_{min} = 2,6642 \cdot (x_C - x_{Cu}) + 0,9979 \cdot x_S + 7,9367 \cdot x_H - x_O \quad [\text{kgO/kgBr}] \quad (\text{E.7})$$

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{x_{O_2}} \quad [\text{kgL/kgBr}] \quad (\text{E.8})$$

$$L = L_{min} \cdot \lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{Br}} \quad [\text{kgL/kgBr}] \quad (\text{E.9})$$

Weiterhin lassen sich die, auf den eingesetzten Brennstoff bezogenen, Massen der Rauchgaskomponenten ermitteln:

$$\hat{m}_{CO_2} = 3,6642 \cdot (x_C - x_{Cu}) \quad [\text{kgCO}_2/\text{kgBr}] \quad (\text{E.10})$$

$$\hat{m}_{SO_2} = 1,9979 \cdot x_S \quad [\text{kgSO}_2/\text{kgBr}] \quad (\text{E.11})$$

$$\hat{m}_{H_2O} = 8,9367 \cdot x_H + x_W + x_{H_2O} \cdot L \quad [\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgBr}] \quad (\text{E.12})$$

$$\hat{m}_{O_2} = x_{O_2,L} \cdot L - O_{min} \quad [\text{kgO}_2/\text{kgBr}] \quad (\text{E.13})$$

$$\hat{m}_{N_2} = x_N + x_{N_2,L} \cdot L \quad [\text{kgN}_2/\text{kgBr}] \quad (\text{E.14})$$

$$\hat{m}_A = x_A \cdot f_a \quad [\text{kgA}/\text{kgBr}] \quad (\text{E.15})$$

$$\hat{m}_{Cu} = x_{Cu} \cdot f_a \quad [\text{kgC}/\text{kgBr}] \quad (\text{E.16})$$

In Summe bilden sie die gesamte Rauchgasmasse pro eingesetztem Kilogramm Brennstoff (E.17). Werden die sieben spezifischen Einzelmassen jeweilig durch die spezifische Rauchgas-

masse dividiert, erhält man die Rauchgaszusammensetzung in Form von Massenanteilen (E.18). Folglich sind alle nötigen Daten zum Errechnen der Rauchgaseigenschaften bekannt.

$$\hat{m}_{RG} = \sum \hat{m}_{i,RG} \quad [\text{kg}_{RG}/\text{kg}_{Br}] \quad (\text{E.17})$$

$$x_{i,RG} = \frac{\hat{m}_{i,RG}}{\hat{m}_{RG}} \quad [\text{kg}_i/\text{kg}_{RG}] \quad (\text{E.18})$$

Die chemisch gebundene Energie, welche durch die Kohle freigesetzt wird, kann näherungsweise aus der Kohlezusammensetzung (E.1) gewonnen werden. [31] gibt für den Heizwert folgende Formel, mit einer Fehlerabweichung von weniger ± 2 %, an:

$$\begin{aligned} H_u = & 34,8 \cdot (x_C - x_{C_u}) + 93,8 \cdot x_H + 10,46 \cdot x_S \\ & + 6,28 \cdot x_N - 10,8 \cdot x_O - 2,45 \cdot x_W \quad [\text{MJ}/\text{kg}_{Br}] \end{aligned} \quad (\text{E.19})$$

Unberücksichtigt bei der Verbrennungsrechnung bleiben, wie schon erwähnt, dynamische Vorgänge, wie Schadstoffbildung oder Dissoziation (endotherme Zerfall bestimmter Rauchgasbestandteile bei hoher Temperatur).

E.2 Brennstoff Erdgas

Aufgrund seiner geringen Verunreinigungen ist Erdgas ein sehr hochwertiger Brennstoff, welcher zum einen nahezu vollständig verbrennt und dabei keine Ruß- und Staubemissionen freisetzt. Erdgase bestehen hauptsächlich aus Methan, unterscheiden sich aber je nach Lagerstätte in ihrer weiteren chemischen Zusammensetzung. Neben dem Hauptbestandteil besteht Erdgas aus weiteren Alkanen, wie Ethan, Propan, Butan oder Pentan, sowie Inertgasen, wie beispielsweise Kohlendioxid oder Stickstoff und enthält weiterhin auch organische Schwefelverbindungen und Wasser.

Aufgrund der nachteiligen Eigenschaften der Schwefelverbindungen bei der Verbrennung werden diese nach der Förderung abgetrennt. Zusätzlich werden auch Feststoffe und Wasser entfernt. Das Erdgas wird entsprechend seiner Zusammensetzung in verschiedene Klassen eingeteilt. Erdgas der Qualität H (von engl. high ‚hoch‘) hat einen höheren Methangehalt (87 bis 99 Vol. %), während Erdgas L (von engl. low ‚niedrig‘) bei Methananteilen von 80 bis 87 Vol.% größere Mengen an Stickstoff und Kohlenstoffdioxid enthält.

Das im Kraftwerk Mainz Wiesbaden verwendete Erdgas weist einen Heizwert von 48,5 MJ/kg auf. Da zwischen den Einzelgasen des Brenngases keine chemischen Reaktionen stattfinden, ergibt sich der Heizwert entsprechend der Anteile der enthaltenen Einzelgase. Entsprechend der bekannten Einzelheizwerte [31] ergibt sich unter der Annahme von 1 % Inertgasen, vereinfachend als CO_2 angenommen, ein Volumenanteil von 95,1 % Methan y_{CH_4} und ein Anteil von 3,9 % längererkettiger Alkane $y_{C_m H_n}$, welche für die weitere Betrachtung als reines Ethan angenommen werden. Dies deckt sich gut mit entsprechenden Literaturwerten für russisches Erdgas [31]. Die

Reaktionsgleichung für die vollständige, stöchiometrische Verbrennung der Spezies Methan und Ethan mit Sauerstoff zu Kohlendioxid und Wasser lauten



Der minimale Sauerstoffbedarf O_{min} ergibt sich dann entsprechend der Volumenanteile, sowie den molaren Massen M des Erdgases und des Sauerstoffs

$$O_{min} = (2y_{CH_4} + 3,5y_{C_2H_6}) \frac{M_{O_2}}{M_{Br}} \quad [\text{kgO}/\text{kgBr}] \quad (E.22)$$

$$M_{Br} = y_{CH_4}M_{CH_4} + y_{C_2H_6}M_{C_2H_6} + y_{CO_2}M_{CO_2} \quad [\text{kg}/\text{kmol}] \quad (E.23)$$

M_{Br} ist hierbei die molare Masse des Brennstoffes und setzt sich aus den molaren Massen der Brenngaskomponenten entsprechend ihres Volumenanteils zusammen. Unter Verwendung der bekannten Luftzusammensetzung entsprechend Gleichung (E.2) lässt sich in analoger Weise zum Brennstoff Kohle entsprechend (E.8) der Mindestluftbedarf L_{min} berechnen, sowie bei bekanntem Luftverhältnis λ nach (E.9) auf den tatsächliche Luftbedarf L schließen.

Ebenso lassen sich die auf den eingesetzten Brennstoff bezogenen Massen der Abgaskomponenten ermitteln:

$$\hat{m}_{CO_2} = (y_{CO_2} + y_{CH_4} + 2y_{C_2H_6}) \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_{Br}} \quad [\text{kgCO}_2/\text{kgBr}] \quad (E.24)$$

$$\hat{m}_{H_2O} = x_{H_2O,L} \cdot L + (2y_{CH_4} + 3y_{C_2H_6}) \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{Br}} \quad [\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgBr}] \quad (E.25)$$

$$\hat{m}_{O_2} = x_{O_2,L} \cdot L - O_{min} \quad [\text{kgO}_2/\text{kgBr}] \quad (E.26)$$

$$\hat{m}_{N_2} = x_{N_2,L} \cdot L \quad [\text{kgN}_2/\text{kgBr}] \quad (E.27)$$

Nun lässt sich vergleichbar zu Kapitel E.1 die gesamte Abgasmasse pro eingesetztem Kilogramm Brennstoff (E.17) errechnen, weiterhin ergeben sich die Massenanteile des Abgases durch die Division der vier spezifischen Einzelmassen jeweilig durch die spezifische Abgasgesamtmasse entsprechend (E.18).

F Stoffdaten und Materialkennwerte

F.1 Frischluft und Rauchgas

Die verwendete Modelica Medien-Bibliothek umfasst die Eigenschaften von rund 1241 ein- oder mehratomiger chemischer Verbindungen. Die in der Datenbank hinterlegten Eigenschaften und Koeffizienten ermöglichen z.B. die Berechnung der spezifische Werte von Enthalpie, Entropie und Wärmekapazität entsprechend [65]. Darüber hinaus existieren eine Reihe zusätzlicher Eigenschaften (z.B. kritischer Druck), mit deren Hilfe sich Viskosität und Wärmeleitfähigkeit, für 37 ausgewählte ideale Gase, ermitteln lassen. Weiterhin lassen sich beliebige Mischungen der eingetragenen chemischen Verbindungen realisieren.

Die Frischluft wird als Zusammensetzung der Spezies N_2 , O_2 und H_2O abgebildet. Das Rauchgas wird als Mischung der Komponenten N_2 , CO_2 , SO_2 , O_2 und H_2O betrachtet und wird abzüglich des Ascheanteiles x_A definiert. Der Enthalpieströme von Asche und unverbrannter Kohle im Rauchgas werden vereinfacht mittels spezifischer Wärmekapazitäten bestimmt.

F.2 Wasser / Dampf

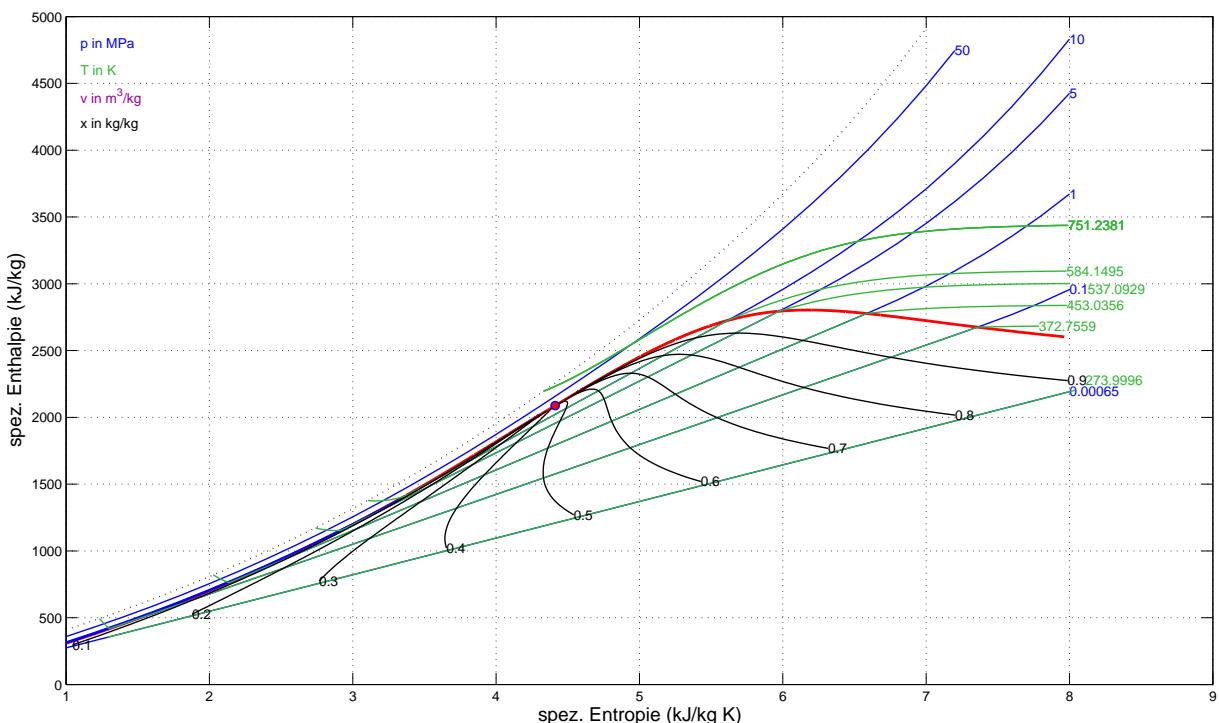


Abbildung F.1: Mollier- h,s -Diagramm für Wasserdampf: Die Stoffwerte für Wasser und Dampf sind gemäß des Industriestandards IAPWS IF97 implementiert; diese Funktionsdatenbank ist Teil der Modelica Standard-Bibliothek

Die Bestimmung der Zustandsgrößen von Wasser bzw. Dampf erfolgt mittels Zustandsfunktionen entsprechend dem Standard IF97. Die IAPWS Industrie-Formulierung 1997 besteht aus

einem Satz von Gleichungen für verschiedene Zustandsbereiche, wobei insgesamt der Bereich $0\text{ °C} \leq T \leq 800\text{ °C}$ und $0,0061\text{ bar} \leq p \leq 1000\text{ bar}$ abgedeckt wird [28]. Der Hochtemperaturbereich der IF97 ($800\text{ °C} \leq T \leq 2000\text{ °C}$ bei einem Druck von bis zu 100 bar^1) wird im Kraftwerksbereich nicht erreicht.

F.3 Stähle

Für die Vorhersage von Bauteilbelastungen werden aktuelle, temperaturabhängige Werkstoffkennwerte benötigt. Die Auswahl an Materialmodellen umfasst die weit verbreiteten warmfesten Stähle St35.4, 15NiCuMoNb5, 15Mo3, 10CrMo9-10, 13CrMo4-4, 10CrMo9-10 und die hochwarmfesten Stähle X20CrMoV12-1, X10CrMoVNb91. Die benötigten mechanischen und thermischen Werkstoffeigenschaften wurden [85] entnommen, hierzu zählen:

- mittlere spezifische Wärmekapazität c
- linearer Längenausdehnungskoeffizient α
- Wärmeleitfähigkeit λ
- Querkontraktionszahl ν
- Streckgrenze R_e
- Zugfestigkeit R_m
- Elastizitätsmodul E
- Dichte ρ

¹die Revision von 2007 [29] erweitert den Hochtemperaturbereich nochmals bis auf 500 bar

G Weitere Funktionalitäten des Steinkohlekraftwerk-Blockleitsystems

G.1 Regelung der Kohlemühlen

Der Mahlprozess und das sich daran anschließende Fluidisieren des Kohlestaubes in den Kohlemühlen wird durch vier Regeleingriffe geführt. Zunächst wird den Mühlen entsprechend der gewünschten Wärmeleistung ein Massenstrom an ungemahlener Kohle zugeführt, welcher durch Veränderung der Zuteilerdrehzahl geregelt wird. Proportional zum Brennstoffmassenstrom wird die Mühle von vorgewärmter Primärluft durchströmt, welche das gemahlene Korn erfasst und weitertransportiert. Aufgrund der Gefahr der Selbstentzündung flüchtiger Bestandteile wird die Austrittstemperatur der kohlestaubhaltigen Primärluft mittels der Beimischung von Kaltluft geregelt, wie in Abb. G.1 dargestellt.

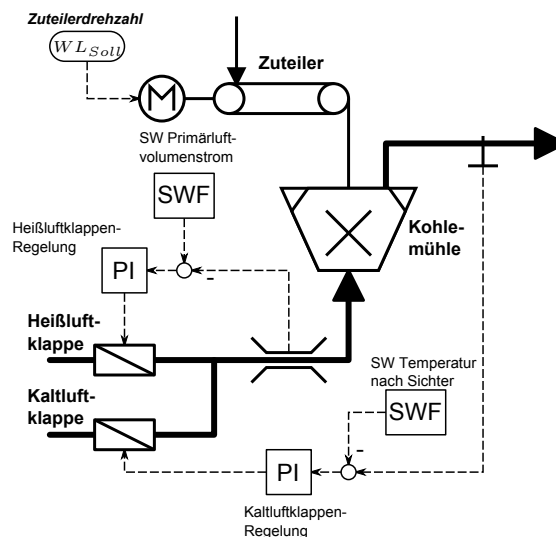


Abbildung G.1: Regelung der Kohlemühle - Heiß- und Kaltluftklappen regeln die Primärluftmenge und -temperatur [74]

Weiterhin kann der Kohleaustrag durch Verstellung der Sichterdrehzahl beeinflusst werden, beispielsweise zur Erhöhung der Dynamik bei Lastaufnahme. Dies geht allerdings zu Lasten der Mahlfineinheit und so wird die Sichterdrehzahl im untersuchten Kraftwerk konstant gehalten.

G.2 Regelung der Frischluftmenge

Der Frischlüfter hat die Aufgabe den für die Verbrennung erforderlichen Luftdurchsatz sicherzustellen und die Druckverluste der Frischluftstrecke, insbesondere die des Luftvorwärmers, zu kompensieren. Hierbei erhält der Frischlüfter einen konstanten Überdruck hinter dem Luftvorwärmer als Sollwert. Die Regelung des mit konstanter Drehzahl laufenden Aggregats wird dabei durch eine Leitschaukelverstellung umgesetzt. Die eigentliche Regelung der Frischluftmenge

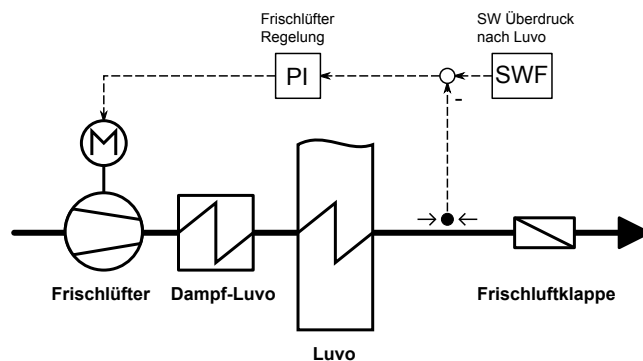


Abbildung G.2: Regelung der Frischluftmenge über die Frischlüfterdrehzahl und die Frischluftklappenstellung [74]

erfolgt dann durch Frischluftklappen, welche durch den vom Frischlüfter bereitgestellten Überdruck im Arbeitsbereich gehalten werden. Dies veranschaulicht auch noch einmal die Abb. G.2. In gleicher Art und Weise stellt der Mühlenlüfter einen (höheren) Überdruck bereit, um den Druckverlust der Kohlemühlen zu überwinden und die Heiß- und Kaltluftklappen der Primärluftstrecke im Regelband zu halten.

G.3 Einspritzkühlerregelung

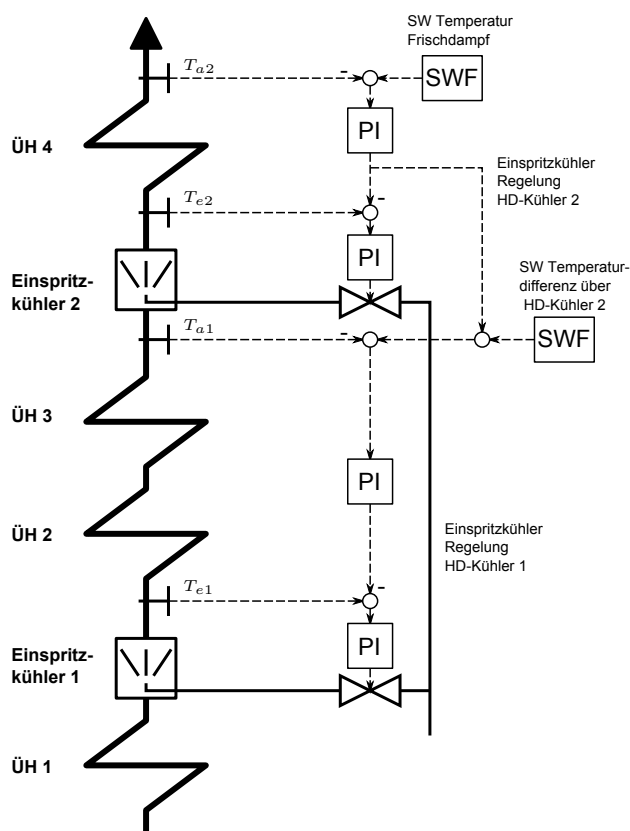


Abbildung G.3: Regelschema für die Dampftemperaturregelung mit zwei hintereinander liegenden Einspritzkühlern [54]

Zum langsam wirkenden Einstellen der Frischdampftemperatur wird der Speisewassermassenstrom entsprechend der Last eingestellt und durch die Enthalpie-Regelung korrigiert (vgl. Ab-

schnitte 4.3.5). Um die Temperaturen vor der HD- und MD-Turbine im kurzen Zeitbereich konstant zu halten, wird an mehreren Stellen kühles Speisewasser eingespritzt. Die Regelung der Frischdampf Temperatur und der Temperatur am Austritt der Zwischenüberhitzer ist gemäß Klefenz [54] ausgeführt. Im Folgenden sei beispielhaft die Frischdampf Temperatur-Regelung erläutert.

Um auch bei der relativ großen Überhitzerstrecke ein gutes dynamisches Verhalten zu ermöglichen, wird an zwei Stellen, jeweils nach Überhitzer 1 und 3, kühles Speisewasser eingespritzt. Das Regelschema ist in Abbildung G.3 dargestellt. Ziel einer solchen kaskadierten Schaltung ist es, den zweiten Einspritzkühler durch den ersten im Regelband zu halten. Dazu wird die Differenztemperatur ($T_{a1} - T_{e2}$) über dem letzten Einspritzkühler konstant gehalten, indem dem Regler für den ersten Einspritzkühler eine Führungsgröße aufgeschaltet wird, die aus dem Führungswert für T_{e2} und dem konstanten (oder auch Betriebspunkt abhängigen) Sollwert für die Temperaturdifferenz über den hinteren Einspritzkühler gebildet wird.

G.4 Regelung des Umwälzmassenstroms

Während des Anfahrbetriebes oder bei sehr geringen Kessellasten von unter 33 % besteht die Gefahr einer unzureichenden Durchströmung der Verdampferrohre, was zu unzulässigen Materialtemperaturen führen kann. Aus diesem Grund ist der Kessel mit einem Umwälzkreislauf ausgestattet, welcher durch die Rückführung nicht verdampften Wassers einen Mindestverdampferdurchfluss sicherstellt. Dieses durch die Zyklone abgeschiedene Wasser sammelt sich dann in einer sogenannten Anfahrflasche.

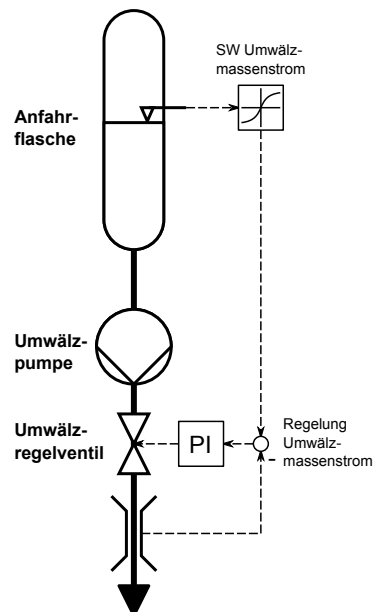


Abbildung G.4: Regelung des Umwälzmassenstrom mithilfe eines Drosselventils in Abhängigkeit des Füllstands der Anfahrflasche [74]

Die Umwälzmenge wird dabei über die Höhe des Flaschenwasserstandes geregelt und ist somit proportional zum nicht verdampften Anteil des Massenstroms am Verdampferaustritt. Bei zu niedrigem Wasserstand wird die Umwälzmenge zurückgefahren und die Speisewassermenge wird

erhöht, so dass in Summe der Verdampferdurchfluss 143 kg/s beträgt. Bei erhöhtem Wasserstand wird der Umwälzmassenstrom erhöht und der Speisewasserstrom entsprechend verringert, vgl. hierzu Abb. G.4.

G.5 Regelung der Turbinenumleitstationen

Die Turbinenumleitstationen haben die Aufgabe während des Anfahrprozesses den HD- und ZÜ-Frischdampf an den Turbinen vorbeizuleiten, bis eine ausreichende Dampfqualität, d.h. ein Frischdampfdruck von 90 bar und eine Überhitzung von 15 K, vorliegt. Weiterhin ermöglichen sie einen gleichmäßigen Druckanstieg im Kessel während des Anfahrens mittels Drosselung des Frischdampfmassenstroms. Darüber hinaus regeln sie die Dampftemperatur mit Hilfe einer Wassereinspritzung und verhindern so eine unzulässig hohe ZÜ- bzw. Kondensatoreintrittstemperatur. Die korrespondierenden Regelkreise sind noch einmal in Abb. G.5 übersichtlich dargestellt.

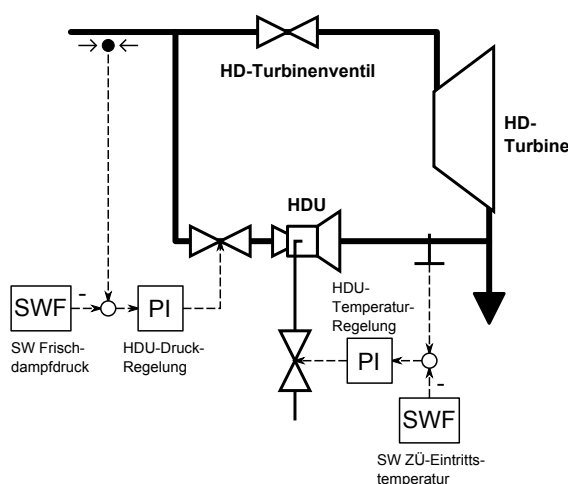


Abbildung G.5: Schema der Druck- und Temperaturregelung der Turbinenumleitstationen - Während des Anfahrens wird der Dampf über die Turbinenumleitstationen an den Turbinen vorbeigeleitet und mittels einer Wassereinspritzung gekühlt [74]

HDU-Druckregelung

Die Regelung des Frischdampfdruckes erfolgt nach einem je nach Startart verschiedenen Fahrplan und unterteilt sich in mehrere Phasen. Der Beginn bzw. das Ende einer Phase richtet sich nach dem Erreichen bestimmter Kriterien wie z.B. einem Überschreiten eines bestimmten Druckes oder eines Massenstromes.

Phase 1 Zu Beginn eines Warm- oder Heißstarts sind sowohl HDU als auch das HD-Turbinenventil komplett geschlossen. Die HDU bleibt solange zu bis eine entsprechend dem Druck im Hochdruckteil (siehe Tab. G.1) kritische Druckdifferenz über die HDU erreicht würde.

Phase 2 Nun wird die Mindeststellung von 5 % angefahren und die Druckdifferenz über die HDU wird gehalten, bis die Frischdampfmenge 3 % des Volllastmassenstroms bzw. 12 kg/s überschreitet.

Tabelle G.1: *Mindestdruckdifferenz über HDU für das Öffnen der Ventile in Abhängigkeit des Kessel-drucks [73]*

HD Druck	Δp über HDU
0 bar	3,0 bar
30 bar	5,0 bar
60 bar	7,5 bar
90 bar	9,0 bar

Phase 3 Anschließend wird der Frischdampfdruck mit einem definierten Gradienten in 30 min im Fall eines Warmstarts bzw. in 15 min in Fall eines Heißstarts auf 90 bar erhöht.

Phase 4 Die HDU hält den Frischdampfdruck bei 90 bar. Bei stabilem Frischdampfdruck und nach dem Erreichen der Gehäusebetriebstemperatur beginnt sich das HD-Turbinenventil nach einem bestimmten Fahrplan entsprechend der Startart zu öffnen und übernimmt einen steigenden Anteil des Frischdampfmassenstroms. Im gleichen Maße beginnt die HDU sich zu schließen.

Phase 5 Die HDU ist nun komplett geschlossen und der gesamte Frischdampf fließt durch die HD-Turbine. Nun werden die Feuerleistung und in Folge dessen der Frischdampfdruck und -massenstrom entsprechend der zulässigen Gradienten gesteigert.

HDU-Temperaturregelung

Die HD-Umleitstation ist mit einer Wassereinspritzung versehen, um die HD-Abdampftemperaturen während des Anfahrens sicher zu begrenzen und so unzulässig hohe Zwischenüberhitzeraustrittstemperaturen zu verhindern. Die Temperatur am Auslass der HDU wird aus diesem Grund entsprechend einer Kennlinie als Funktion des Temperatursollwerts am Austritt des Zwischenüberhitzer geregelt.

NDU-Druckregelung

Die Phasen der NDU Druckregelung die während eines Starts nacheinander durchlaufen werden, sind im folgenden aufgeführt.

Phase 1 Zu Beginn eines Starts sind die NDU und das MD-Turbinenventil geschlossen. Die NDU beginnt bei einem Druck von 2,6 bar zu öffnen.

Phase 2 Der Druck von 2,6 bar wird gehalten bis die 20 % Stellung des Ventils erreicht ist.

Phase 3 Die 20 % Stellung des Druckregelventils bleibt bestehen, bis der Druck von 11,7 bar vor der NDU erreicht ist.

Phase 4 Nach dem Stabilisieren des Druckes bei 11,7 bar und nach dem Erreichen der Gehäusebetriebstemperatur beginnt das MD-Turbinenventil entsprechend des Starttyps zu öffnen und übernimmt einen steigenden Anteil des Frischdampfmassenstroms.

Phase 5 Die NDU ist nun komplett geschlossen und der gesamte Frischdampf fließt durch die MD und ND Turbine und es wird auf die natürliche Gleitdruckkennlinie übergegangen.

Anschließend werden die Feuerleistung und in Folge dessen der Frischdampfdruck und -massenstrom entsprechend der zulässigen Gradienten gesteigert.

NDU-Temperaturregelung

Die Temperatur am Auslass der NDU wird mit mithilfe der Einspritzung von Kühlwasser in den Dampfstrom auf ca. 60 °C bzw. auf Kondensatoreintrittstemperatur geregelt.

H Weitere Funktionalitäten des Blockleitsystems der GuD-Anlage

H.1 Speisewasserbehälterfüllstands- und Temperaturregelung

Der Speisewasserbehälter hat die Aufgabe den Dampferzeuger mit vorgewärmten und auf Druck gebrachten Speisewasser zu versorgen, sowie das angefallene Kondensat aufzunehmen und zu sammeln. Um diese Aufgabe erfüllen zu können, werden sowohl der Füllstand als auch die Temperatur überwacht und geregelt. Die Füllstandsregelung hat einen vergleichbaren Aufbau zur Drei-Komponenten-Regelung (siehe Abschnitt 4.4.3), auch hier wird der Füllstand mit dem gewünschten Sollwert verglichen, sowie die Differenz aus Speisewasser und nachströmenden Kondensat aufgeschlagen. Als Besonderheit erfolgt noch eine Korrektur des Füllstandssollwert bei zu hohem oder zu niedrigem Kondensatorfüllstand entsprechend einer Kennlinie.

Die Temperaturregelung nutzt ND-Frischdampf bzw. Hilfsdampf, um die Speisewassertemperatur zu stützen oder zu erhöhen. Die Regelung ist typischerweise nur während des Anfahrens im Eingriff, da während des Leistungsbetriebes die Vorwärmung des Kondensates durch den Kondensatvorwärmer ausreichend ist, um die Temperatur im Speisewasserbehälter auf dem gewünschten Niveau zu halten. Die Struktur der beiden Regelkreise ist in Abbildung H.1 ersichtlich.

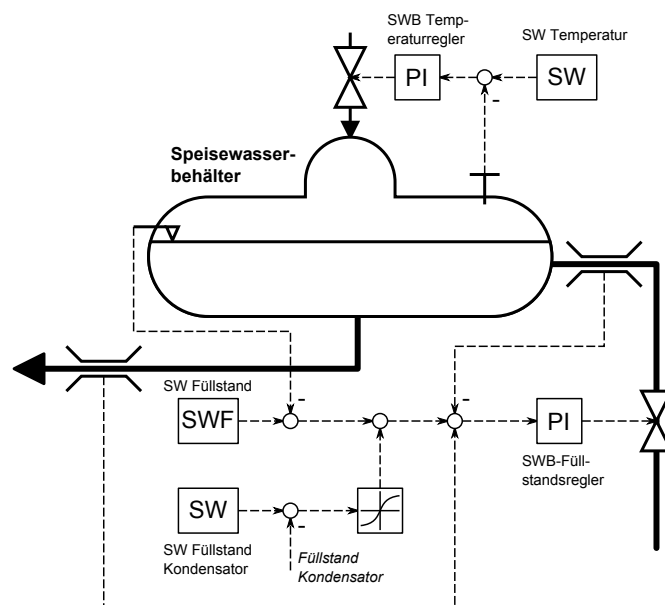


Abbildung H.1: Prinzipschema der Speisewasserbehälterfüllstands- und Temperaturregelung [6]

H.2 Einspritzkühlerregelung

Die Einspritzkühlerregelung dient der Bereitstellung konstanter Dampftemperaturen vor der HD- und der MD-Turbine. Die Einspritzkühler sind zwischen den Überhitzerheizflächen und den Turbinen angeordnet. Bei zu hohen Dampftemperaturen wird kühleres Wasser mit den Parametern des Speisewassers eingespritzt. Das Prinzipschema des Regelkreises ist in Abbildung H.2 dargestellt.

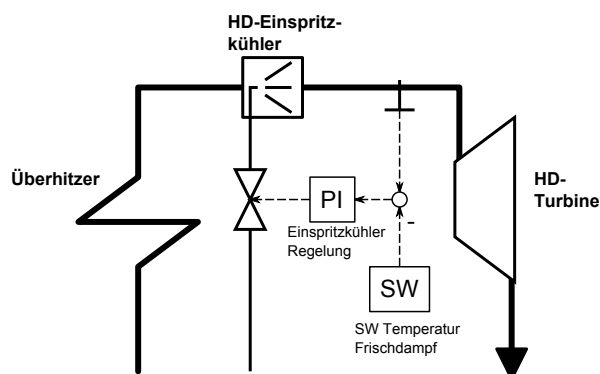


Abbildung H.2: Schema der Einspritzkühlerregelung des Abhitzekessels [6]

H.3 HD-, MD- und ND-Umleitregelung

Die Regelung der Turbinenumleitstationen spielt beim Anfahrvorgang des Kraftwerks eine wichtige Rolle. Die Umleitstationen stellen einen Bypass zu den entsprechenden Turbinen dar und sind solange geöffnet, bis die gewünschten Dampfparameter vorliegen. Über die Regelung wird im wesentlichen der Druck im entsprechenden System (HD, MD und ND) dem Sollwert angepasst. Dazu zählen geregelte Öffnen entsprechend Gradientenbegrenzungen bei Druckänderung oder das Halten des Drucksollwertes. Sind die entsprechenden Dampfparameter erreicht, öffnen die Turbinenventile und die Umleitstationen schließen parallel dazu. Sind alle Umleitstationen geschlossen, gilt die Startphase als beendet. Über den Startvorgang kann der Solldruckverlauf exemplarisch für den Hochdruckteil wie folgt beschrieben werden:

Phase 1 Vor dem Hochfahren der Gasturbine sind sowohl das Ventil der Umleitstation als auch das Turbinenventil komplett geschlossen. Über die Zeit kommt es durch die Wärmeabgabe des stillstehenden Wasserdampfkreislaufes und die damit verbundene Kondensation von Dampf zu einem Druckabfall. Während des Hochfahrens steigt der Druck im System an. Jedoch sind auch hier beide Ventile noch geschlossen.

Phase 2 Ist die Gasturbine synchronisiert, wird das HDU-Ventil druckgeregelt bis zu einer Stellung von 80 % geöffnet. Die Regelung sorgt dafür, dass der Druck auf dem Niveau konstant gehalten wird.

Phase 3 Nachdem das HDU-Ventil bei einer Stellung von 80 % angelangt ist, steigt der Druck weiter an. Hierbei wird der Gradient des Druckanstieges durch weiteres Öffnen oder Schließen der HDU begrenzt. Im realen Kraftwerk erfolgt diese Gradientenbegrenzung über eine

Spannungs- und Freilastrechnung an zahlreichen Bauteilen. Für das Modell wurde für jeden Starttyp (Heißstart, Warmstart, Kaltstart) ein maximaler Gradient anhand von Messwerten realer Starts vorgegeben.

Phase 4 Ist der Druck im HD-System bei 67 bar angekommen, beginnt das Turbinenventil entsprechend des zulässigen Gradientens zu öffnen. Das HDU-Ventil hat in dieser Phase die Aufgabe, den Druck konstant auf dem Sollwert von 67 bar zu halten. Dies geschieht durch ein geregeltes Schließen der HDU. Die Phase ist beendet, wenn die HDU vollkommen geschlossen und das Turbinenventil voll geöffnet ist. Es erfolgt dann eine Umschaltung von Anfahrbetrieb auf Normalbetrieb und die HDU bleibt während des Leistungsbetriebs geschlossen.

Die Struktur der Regelkreise ist vergleichbar zu der Druck- und Temperaturregelung der Turbinenumleitstationen des Kraftwerks Rostock, vgl. hierzu auch Abb. G.5.

I Bewertungsmaßstäbe für erhöhte Dynamik-Anforderungen

Die unter Kapitel 4 vorgestellten Kraftwerksmodelle sind geeignet, zeitlich und räumlich vereinfacht aufgelöste Temperaturfelder sowie Druckverläufe in dickwandigen Sammlern und Wärmeübertragern des Dampferzeugers zu berechnen. Am Beispiel des Sammler des Überhitzers 4 des Kraftwerks Rostock werden in Abb. I.1 der Verlauf des anliegenden Innendruckes, sowie die radiale Temperaturverteilung über die Zeit dargestellt. Gut erkennbar ist der phasenverzögerte und gedämpfte Temperaturverlauf an der Außenseite.

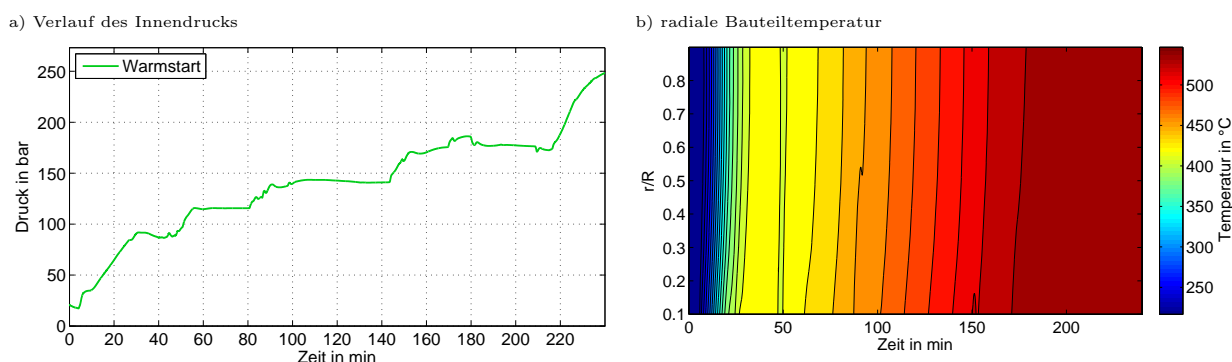


Abbildung I.1: *Thermische und mechanische Bauteilbeanspruchung eines Warmstarts am Beispiel des Überhitzer 4 Dampfsammlers des Kraftwerks Rostock*

Mittels dieser Temperatur- und Druckverläufe lassen sich die aktuellen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen ableiten. Die entsprechende Vorgehensweise wird im folgenden Abschnitt I.1 ausführlich erläutert. Aus den so gewonnenen Spannungen werden in einem zweiten Schritt entsprechend technischer Richtlinien Aussagen zur Bauteilbeanspruchung getroffen.

Um die tatsächlichen Auswirkungen auf die Ermüdung der Bauteile abschätzen zu können, wird eine nachgeschaltete Auswertung des Lebensdauer verbrauchs durchgeführt, wie sie sinngemäß für die nachfolgende Richtlinie DIN EN 12952 in [56] beschrieben ist (siehe Abschnitt I.3). Ergänzend wird ein bruchmechanisches Modell nach [4] angewandt, das das Risswachstum eines hypothetischen axialen Makro-Risses auf der Innenseite der druckbeanspruchten Teile vorher sagt, vgl. Abschnitt I.4.

Insbesondere beim Anfahren ist die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit maßgeblich durch die thermischen Belastungen der Turbinen begrenzt. In Abschnitt I.5 wird daher ein einfacher Ansatz zur Berechnung von Spannungen in Turbinenwellen vorgestellt.

Mit diesen Mitteln ist ein quantitativer Vergleich verschiedener Kraftwerkseinsatzbedingungen möglich.

I.1 Instationäre Lochrandspannungen entsprechend TRD 301

Kraftwerkskomponenten, die vor 2002 in Betrieb gegangen sind, wurden nach den Technischen Regeln für Dampfkessel [25] ausgelegt und sollen im Folgenden ebenfalls danach bewertet werden.

Für neuere Kraftwerke ist die DIN EN 12952 bindend. In [44] werden beide Ansätze miteinander verglichen und es zeigt sich, dass die TRD deutlich konservativere Abschätzungen ergibt. Im Folgenden soll hier kurz das Berechnungsverfahren nach TRD 301 eingegangen werden, da dies das für das Kraftwerk Rostock bindende Regelwerk ist.

Unter der Annahme, dass bei druckführenden und temperaturbeanspruchten Bauteilen mit Rohrabzweigungen, wie z.B. den zuvor genannten Verteilern und Sammlern, die größten örtlichen Spannungsspitzen an den Innenseiten der Lochrändern von Abzweigungen auftreten, erlaubt die technische Richtlinie TRD 301 die Berechnung der instationäre Lochrandspannungen infolge Innendruck und Wärmedehnung. Für die maximale mechanische Lochrandspannung ergibt sich

$$\sigma_{ip} = \alpha_m p \frac{d_m}{2s_b} \quad (\text{I.1})$$

mit dem mittleren Wanddurchmesser d_m , der Wandstärke s_b . Die Formzahl α_m ermittelt sich nach

$$\alpha_m = \alpha_{m0} + f_u \alpha_b \quad (\text{I.2})$$

Hierin ist für $\alpha_b = 2,0$ und $\alpha_{m0} = 3,2$ gewählt, entsprechend des Falles eines ausgehalsten Grundkörpers. Der Unrundheitsfaktor f_u bestimmt sich für eine elliptische Formabweichung nach

$$f_u = 1,5 \frac{\frac{d_m}{s_b}}{1 + \frac{1-\nu^2}{2} \frac{p}{E_\vartheta} \left(\frac{d_m}{s_b}\right)^3} \frac{U}{100} \quad \text{mit } U = 10^{-5} \quad (\text{I.3})$$

Hierin ist E_ϑ das Elastizitätsmodul und ν die Querkontraktionszahl. Die Lochrand-Wärmespannung ergibt sich nach folgender Formel

$$\sigma_{i\vartheta} = \alpha_\vartheta \frac{\beta_{L\vartheta} E_\vartheta}{1 - \nu} (\vartheta_m - \vartheta_i) \quad (\text{I.4})$$

mit der Formzahl $\alpha_\vartheta = 2,0$, dem differentiellen linearen Wärmeausdehnungskoeffizient $\beta_{L\vartheta}$ und den Wandtemperaturen ϑ_m und ϑ_i and der Innenseite und in der Bauteilmitte. Die Gesamtspannung ergibt sich durch Addition der beiden Teilbeanspruchungen

$$\sigma_i = \sigma_{ip} + \sigma_{i\vartheta} \quad (\text{I.5})$$

In Abb. I.2 wird für das im vorherigen Abschnitt eingeführte Beispiel des Überhitzers 4 Sammlers die instationären mechanischen und thermischen Lochrandspannungen ebenso wie die resultierende Gesamtspannung gezeigt. Deutlich wird, dass der Anfahrprozess zu Beginn durch den

schnellen Anstieg der Dampftemperaturen durch die thermischen Spannungen dominiert wird, wobei im Gegensatz dazu der laufende Betrieb durch die mechanischen Spannungen geprägt wird.

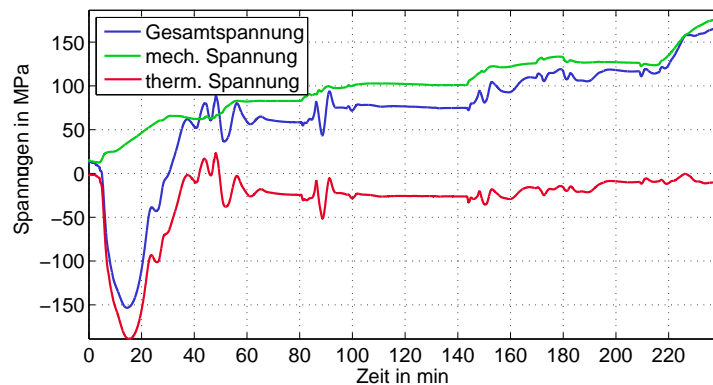
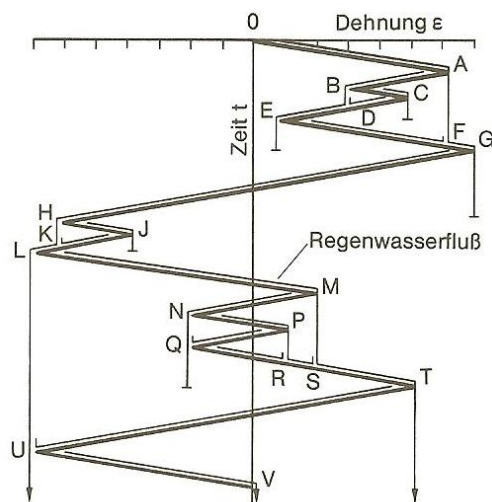


Abbildung I.2: Verlauf der instationären mechanischen und thermischen Lochrandspannungen und der resultierenden Gesamtspannung am Beispiel der Überhitzer 4 Sammlers für einen Warmstart

I.2 Klassierung der Lastzyklen

Der kontinuierliche Spannungsverlauf wird im folgenden in einzelne Lastzyklen zerlegt, welche im Anschluss in Klassen unterschiedlicher Spannungsamplitude eingeteilt werden, siehe hierzu Abb. I.3.

a) Methodik des „Rainflow-Countings“



b) Matrix der Lastzyklen

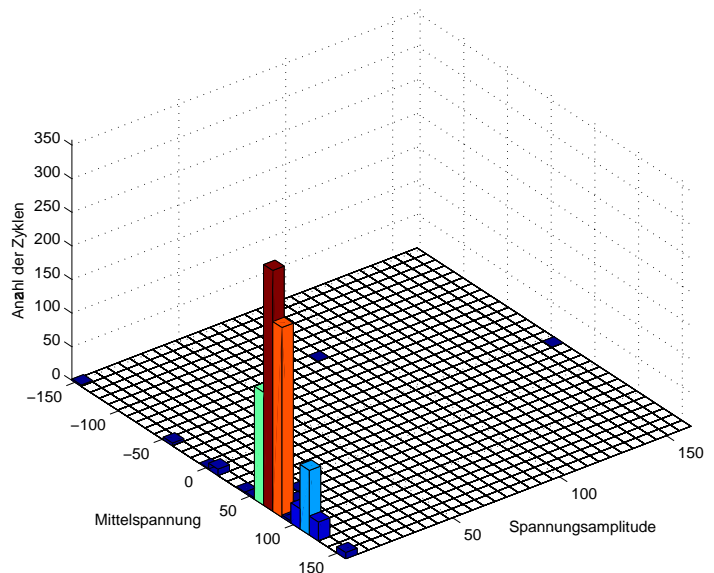


Abbildung I.3: Methodik der Rainflow-Zählung: Regenwasserflüsse zwischen Ausgangs- und Endpunkt von Zyklen (links) und Diagramm der resultierende Lastzyklen über die Spannungsamplitude und Mittelspannung aufgetragen (rechts) [72]

Hierbei wird auf ein zweiparametrisches Zählverfahren, dem sogenannten „Rainflow-Counting“ zurückgegriffen [72]. Es wertet die vertikal gestellte Spannungszeitfunktion in graphischer Analogie zum „Regenwasserfluss von Pagodendach zu Pagodendach“ aus.

Die Zählweise ergibt sich mit dem Beginn eines Lastzykluses, respektive „Regenwasserfluss“ an jeder Spannungsspitze. Sie fließen schräg abfallend in negativer oder positiver Richtung bis eine entgegengesetzte Spitze erreicht ist, um dort senkrecht auf das darunterliegende „Dach“ zu fallen und dann weiterzufließen. Der Zyklus bzw. Fluss endet, falls er auf einen von oben herabfließenden Fluss trifft oder falls eine gegenüberliegenden Spitze weiter entgegengesetzt liegt als der Ausgangspunkt. Dies erlaubt die Erfassung der zyklisch durchlaufenen Spannungsdehnungshysteresen.

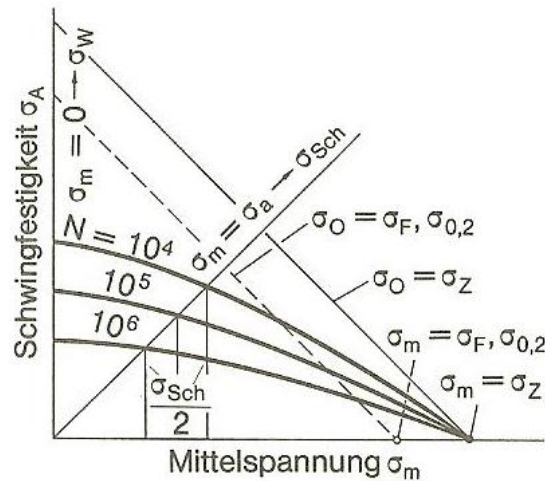


Abbildung I.4: Mittelspannungskorrektur nach Haigh [72] - Einfluss der Mittelspannung σ_m auf die ertragbare Schwingfestigkeitsamplitude σ_A

In einem weiteren Schritt wird eine Mittelspannungskorrektur nach Haigh entsprechend Abb. I.4 vorgenommen, um Lastzyklen mit einem Mittelspannungsanteil auf reine Wechselbelastungen umzurechnen. Das Haigh-Diagramm zeigt die verringerte Spannungsamplitudentoleranz bei steigender Mittelspannung. Die Umrechnung erfolgt mittels der Korrektur nach Gerber [72]:

$$\sigma_{A,m} = \frac{\sigma_A}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_Z}\right)^2} \quad (\text{I.6})$$

Hierin ist $\sigma_{A,m}$ die auf reine Wechselbelastung korrigierte Spannungsamplitude, welche durch eine Wichtung der tatsächlichen Spannungsamplitude σ_A mit dem Abstand der Mittelspannung σ_m zur Zugfestigkeit σ_Z ergibt.

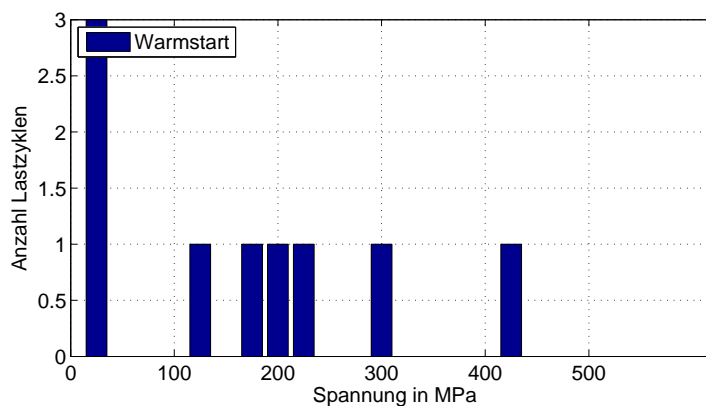


Abbildung I.5: In Klassen eingeteilte Lastzyklen über die Beanspruchungsamplituden aufgetragen

Nachfolgend wird der Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Rissbildung durch einen Korrekturfaktor f_3 berücksichtigt. Für hochfeste Stähle ergibt sich laut TRD 301 ein Wert von 1,4. Aus diesen beiden Korrekturschritten ergeben sich für das gewählte Beispiel eine Lastzyklenverteilung entsprechend Spannungsamplitude wie in Abbildung I.5 gezeigt.

I.3 Lebensdauerverbrauch infolge TRD 301 und 508

Grundgedanke der Lebensdauerabschätzung ist es, den Schädigungsbeitrag eines Lastwechsel, welcher durch eine Spannungsamplitude σ_A charakterisiert wird, zu ermitteln. Gemäß der Wöhlerkurve kann einer Spannungsamplitude die Anzahl der Lastspiele bis zum Anriss N_A zugeordnet werden. Abbildung I.6 illustriert diesen Zusammenhang qualitativ. Der betrachtete Lastwechsel verbraucht den $1/N_A$ -ten Teil der Gesamtlebensdauer. Zu berücksichtigen in diesem Zusammenhang ist der Temperatureinfluss auf die Zeitstandsfestigkeit, welcher in der Abbildung durch zwei Wöhlerkurven für unterschiedliche Materialtemperaturen gezeigt wird.

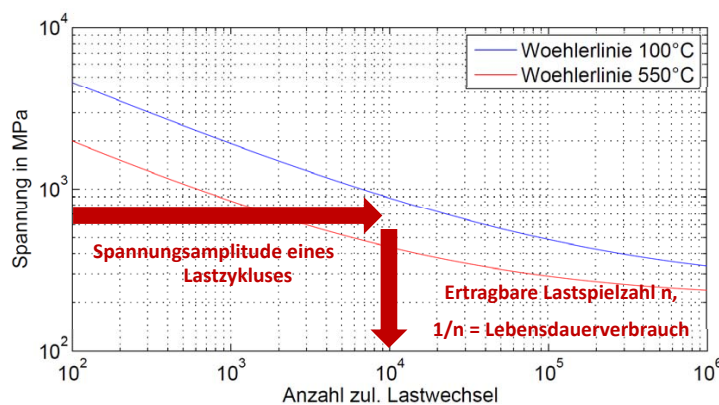


Abbildung I.6: Lebensdauerverbrauch gemäß Wöhlerlinie: Der betrachtete Lastwechsel verbraucht den $1/N_A$ -ten Teil der Gesamtlebensdauer (aus [60], rot ergänzt).

Zur Ermittlung des Gesamtlebensdauerverbrauchs einer Lastperiode wird nun für alle in Klassen eingeteilte Lastzyklen anhand ihrer Schwingbreite die zulässige Lastwechselzahl bis zum Anriss \hat{n} ermittelt. Der Zuwachs an Erschöpfung von n_k ähnlichen Lastwechseln einer Lastwechselklasse beträgt dann in Prozent:

$$e_k = \frac{n_k}{\hat{n}_k} 100 \quad (\text{I.7})$$

Die Gesamterschöpfung aus einer Reihe von Lastwechseln ergibt sich nach der linearen Schädigungsakkumulationshypothese aus der Summe der Teilerschöpfungen.

Für das untersuchte Beispiel der Beanspruchungen des Sammlers des Überhitzers 4 während eines Warmstarts ergeben sich nach der beschriebene Vorgehensweise eine Ermüdung für das Bauteil von 0,002012 %, siehe Abbildung I.7.

Das Diagramm zeigt die steigende Erschöpfung durch die einzelnen Lastzyklen über die Zeit, zu Berücksichtigen ist in diesem Zusammenhang, dass Lastwechsel unterhalb der Dauerfestigkeitsschwelle keinen Verbrauch von Lebensdauer verursachen. Somit ist dieses Berechnungsschema geeignet für die Bewertung großer Lastzyklen, erfasst jedoch nicht das Schädigungspotential kleiner Lastamplituden.

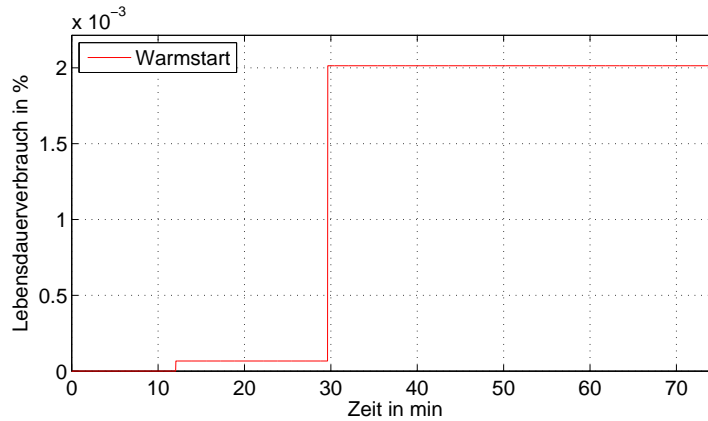


Abbildung I.7: Kumulativer Lebensdauerverbrauch eines Sammlers während eines Warmstarts

I.4 Rissfortschrittsrate nach FKM-Richtlinie

Wenn vor oder während des Betriebs Schädigungen der dampfführenden Bauteile auftreten, wird das Risswachstum vor allem durch die Häufigkeit von Lastwechseln und deren Spanne bestimmt. Die FKM-Richtlinie „Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis“ [4] zeigt auf, wie das Risswachstum von Makrorissen aufgrund dynamischer Bauteilbelastungen abgeschätzt werden kann.

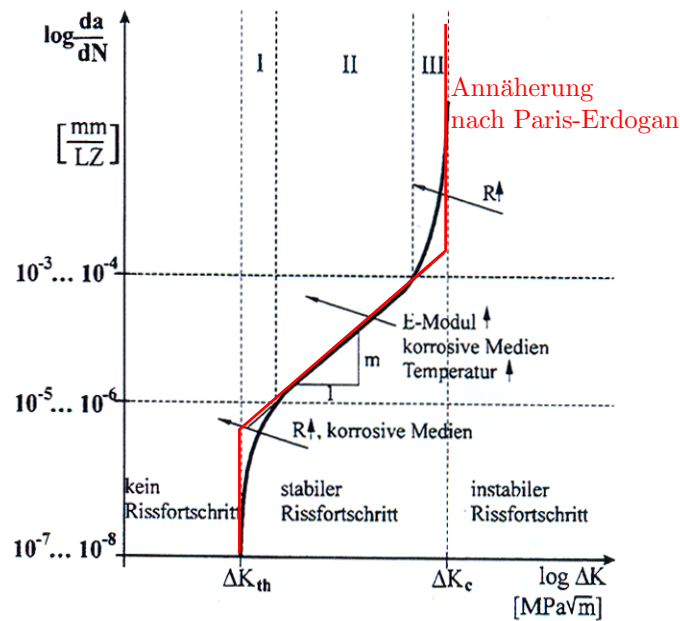


Abbildung I.8: Makro-Risswachstum bei zyklischer Beanspruchung: in rot ist die konservative Abschätzung nach Paris und Erdogan gekennzeichnet (aus [4], rot ergänzt)

Im Bereich stabilen Risswachstums kann das Risswachstum pro Lastwechsel $\frac{da}{dN}$ nach der Rissfortschrittsgleichung nach Paris/Erdogan berechnet werden, Abbildung I.8:

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m \quad (\text{I.8})$$

wobei für eine allgemeine Abschätzung (für Stähle) der Proportionalitätsfaktor $C = 1,37 \cdot 10^{-07}$ und für den Exponenten $m = 2,25$ einzusetzen ist. Die Schwingbreite des Spannungsintensitäts-

faktors ΔK ist eine Funktion des Belastungszustandes und der Geometrie des Bauteils und der Schädigung. Zur Bewertung zyklischer Lastwechsel sei ein langer Oberflächenriss mit einer Tiefe $0,5 \text{ mm} \leq a \leq 0,75 s$ (mit der Wanddicke s) angenommen. Die Schwingbreite der Spannungsin-
tensität ergibt sich für diesen Fall nach

$$\Delta K = 2 \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} F \sqrt{\pi a} \Delta p \quad (\text{I.9})$$

$$F = F_2 + \left(\frac{s}{r_i} - X_2 \right) \left(\frac{F_1 - F_2}{X_1 - X_2} \right) \quad (\text{I.10})$$

$$F_1 = \begin{cases} 1,11432 + 0,54228 \left(\frac{a}{s} \right) + 1,5241 \left(\frac{a}{s} \right)^2 + 5,481 \left(\frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 1,1202 + 0,44395 \left(\frac{a}{s} \right) + 2,7289 \left(\frac{a}{s} \right)^2 + 2,5313 \left(\frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (\text{I.11})$$

$$F_2 = \begin{cases} 1,1090 + 1,20110 \left(\frac{a}{s} \right) + 1,9490 \left(\frac{a}{s} \right)^2 + 10,7859 \left(\frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 1,11432 + 0,54228 \left(\frac{a}{s} \right) + 1,5241 \left(\frac{a}{s} \right)^2 + 5,480 \left(\frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (\text{I.12})$$

$$X_1 = \begin{cases} 0,1 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 0,2 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad X_2 = \begin{cases} 0,05 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 0,1 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (\text{I.13})$$

Die Güte und Grenzen dieses Bewertungsmaßstabs sollen im Folgenden anhand eines einfachen Beispiels verdeutlicht werden. Dazu werden wieder die charakteristischen Flanken des Temperatur- und Druckanstiegs im Überhitzer 4 bei einem Warmstart bewertet.

Ergänzend folgt dem Anfahren ein sinusförmiges Druckschwingen im Bereich des 90-bar-Haltepunkts mit unterschiedlichen Amplituden (was als Variation der Regelgüte der HDU-Druckregelung interpretiert werden kann, vgl. Abbildung I.9).

In Abbildung I.10-a ist der ansteigende Lebensdauerverbrauch dargestellt. Die beschleunigte Aufwärmung bewirkt wieder einen erhöhten Lebensdauerverbrauch, während die relativ kleinen Druckschwankungen in beiden Fällen keine zusätzliche Ermüdung nach TRD hervorrufen. Diese Erkenntnis spiegelt auch die Intention der TRD 301 wider - sie liefert einen rechnerischen Festigkeitsnachweis für eine bestimmte Anzahl von großen Lastwechseln. Es wird unterstellt, dass kleine Lastwechsel keine Ermüdung hervorrufen.

Etwas detaillierter wird das Bild, wenn man zu Beginn des Anfahrvorgangs eine Schädigung unterstellt. Während des Anfahrvorgangs vergrößert sich der Riss merklich und weitet sich durch die sinusförmigen Druckschwingungen kontinuierlich (siehe Abbildung I.10-b).

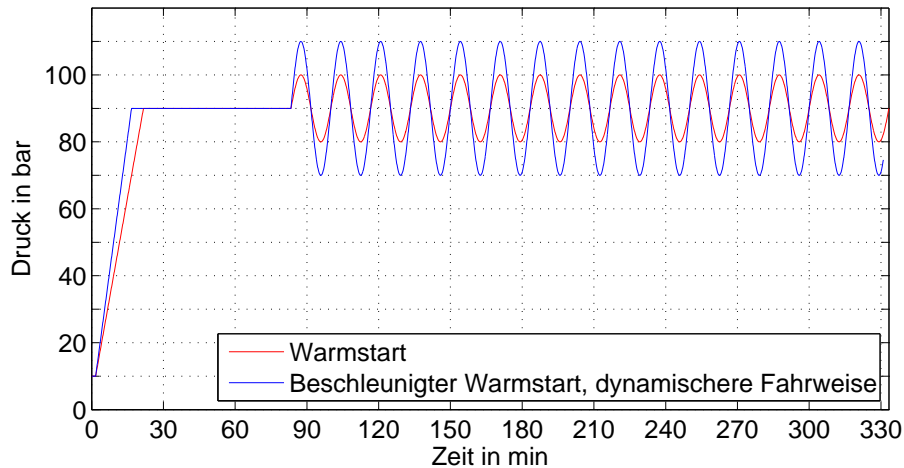
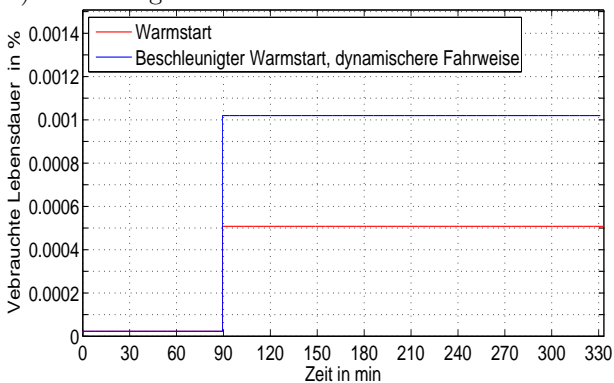


Abbildung I.9: Beispiel zur Illustration der Abschätzung des Risswachstums: Der Druck im Überhitzer 4 Austrittssammler steigt zunächst an und schwingt dann um 10 bzw. 20 bar.

Dabei muss erwähnt werden, dass die Rissfortschrittsgeschwindigkeit nach der FKM-Richtlinie nur von den auftretenden Druckamplituden, nicht aber von den auftretenden Thermospannungen bestimmt wird. Als qualitatives Mittel zur Bewertung kleiner Lastwechsel ist dieser Bewertungsmaßstab dennoch geeignet, da die auftretenden Thermospannungen als klein gegenüber den Druckspannungen anzunehmen sind. Für An- und Abfahrvorgänge hingegen ist die Vorgehensweise weniger geeignet, da hier die Temperaturspannungen merklich zur Schädigung beitragen dürften.

a) Ermüdung



b) Risswachstum

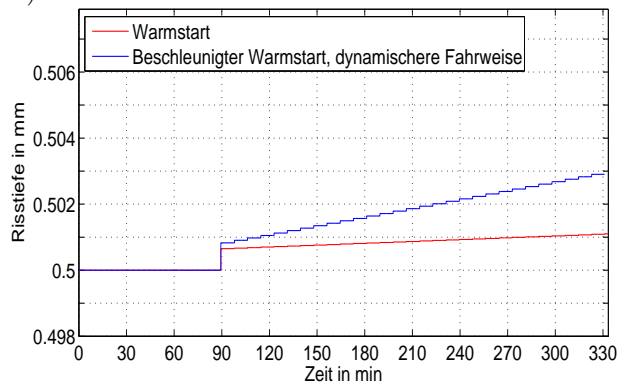


Abbildung I.10: Ermüdung durch Druckschwankungen: Das Risswachstum steigt auch bei kleinen Druckschwankungen und ist somit im Gegensatz zur Ermüdungsrechnung nach TRD auch für die Bewertung kleinerer Lastwechsel geeignet.

1.5 Belastung der Turbinenwellen

Neben den dickwandigen Bauteilen des Kessels sind die Turbinen stark belastet. Im Detail sind hier das Turbineneintrittsgehäuse, die Schaufelfüße, die erste Schaufelreihe sowie die Turbinenwelle zu nennen. Um die Beanspruchung durch Thermospannungen während des Betriebs zu minimieren, wird die HD-Turbineneintrittstemperatur mithilfe der HD-Einspritzregelung konstant gehalten. Beim Anfahren des Kraftwerks kommt es beim Belasten und Aufwärmen der Turbinen zu erheblichen Temperaturdifferenzen in dieser Baugruppe. Stellvertretend für alle

Komponenten der Turbinen sei wegen ihrer relativ einfachen Geometrie die Welle als Maß für die Beanspruchung herangezogen. Beim Durchfahren großer Laständerungen treten erhebliche Temperaturdifferenzen in der Welle auf. Diese Temperaturdifferenzen führen zu Spannungen im Bauteil und können als quantitatives Maß für die Bauteilbeanspruchung dienen. Die Bauteilspannungen werden vereinfacht an der Innen- und Außenfaser der Welle nach [88] und [76] berechnet:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ri} &= 0 \\
 \sigma_{ti} &= \frac{\beta_{L\vartheta,i} E_i}{(1 - \nu_i)} (T_m - T_i) \\
 \sigma_{ai} &= \frac{\beta_{L\vartheta,i} E_i}{(1 - \nu_i)} (T_m - T_i) \\
 \sigma_{ra} &= 0 \\
 \sigma_{ta} &= \frac{\beta_{L\vartheta,i} E_a}{(1 - \nu_a)} (T_m - T_a) \\
 \sigma_{aa} &= \frac{\beta_{L\vartheta,i} E_a}{(1 - \nu_a)} (T_m - T_a)
 \end{aligned} \tag{I.14}$$

Hierin sind $\beta_{L\vartheta}$, E und ν der linearer Längenausdehnungskoeffizient, das Elastizitätsmodul beziehungsweise die Querkontraktionszahl. Es sind stationäre Zustände in der Welle angenommen und der Fehler, der durch Annahme eines dünnen Bauteils entsteht, wird vernachlässigt. In [18] wird dieses Modell zur Bewertung der Beanspruchungen beim Anfahren einer GuD-Anlage herangezogen.

Diese stark vereinfachte Abbildung von Bauteilspannungen lässt zwar keine detaillierte Analyse dieser komplexen Baugruppe zu, dennoch kann dieses Werkzeug als Trendzeiger dienen und die Sensitivität der Baugruppe auf Zusatzbelastungen im Zuge erhöhter Betriebsdynamik aufzeigen. Für künftige Untersuchungen kann das Modell hinsichtlich der genannten Vereinfachungen erweitert und verbessert werden.

J Beobachter Modell

J.1 Physikalische Modellierung

Dem Beobachter liegt ein vereinfachtes, thermodynamisches Modell des Einspritzkühlers und der Überhitzerheizfläche zugrunde. Die Heizfläche wird in axialer Richtung in vier Teile diskretisiert, jeder dieser Abschnitte besteht aus einem in den Heizflächenrohren befindlichen Dampfvolumen und der dazugehörigen Wand. Jedes Volumenelement wird durch eine Energiebilanz beschrieben, für die Rohrvolumen gilt (3.5) entsprechend Abschnitt 3.2 und für die Rohrwand (3.8), siehe Abschnitt 3.3.

Der zwischen den Volumenelementen stattfindende Wärmeübergang infolge Strahlung und Konvektion wird nach den in Abschnitten 3.5 und 3.6 beschriebenen Gleichungen abgebildet. Somit besitzt das Modell jeweils vier gemittelte Dampf- $T_{fl,k}$ und vier Rohrwandtemperaturen $T_{wa,k}$, welche den Zustandsvektor $\underline{x} = [T_{fl,1} \dots T_{fl,n} \quad T_{wa,1} \dots T_{wa,n}]^T$ bilden. Aufgrund des geringen Volumens des Einspritzkühlers werden die in ihm ablaufenden Zustandsänderungen entsprechend Abschnitt 3.8.2 als quasistationär behandelt, wodurch sich die Energiebilanz zu einer algebraischen Gleichung vereinfacht. Eine graphische Veranschaulichung des Modells ist in Abbildung J.1 gezeigt. Für ein Paar eine Fluid- und einer Rohrwandzelle sind die berücksichtigten Wärme- und Enthalpieströme veranschaulicht.

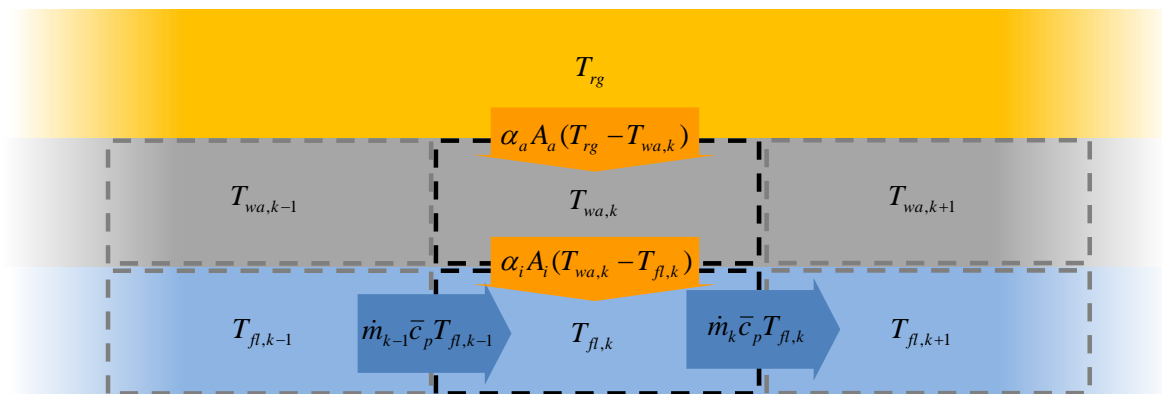


Abbildung J.1: Diskretisierungsschema des Beobachtermodells

Die Stellgröße u für das System ist die Menge an Einspritzwasser in dem Einspritzkühler vor der Überhitzerheizfläche. Die Regelgröße ist die Dampftemperatur $T_{fl,n}$ am Auslass des Überhitzers. Weiterhin wirken auf den Prozess die Störgrößen \underline{z} , die Dampftemperatur vor dem Einspritzkühler $T_{EK,in}$ und die Rauchgastemperatur T_{rg} . Die Energiebilanzen für die Volumenelemente können unter Verwendung der Zustandsraumdarstellung wie folgt geschrieben werden.

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}(p, T)\underline{x} + \underline{b}(p, T)u + \underline{E}(p, T)\underline{z} \quad (\text{J.1})$$

Alle Koeffizienten der System- A , der Stelleingriffs- b und der Störeingriffsmatrix E sind von dem thermodynamischen Zustand abhängig und infolgedessen Funktionen des Dampfdruckes und der Dampftemperatur. Weiterhin sind der Dampfdruck und -massenstrom eine Funktion der Kesselast. Diese Abhängigkeit wird in Abbildung J.2 am Beispiel eines Koeffizienten der Systemmatrix gezeigt, welcher eine Funktion der Dampfdichte ρ , der spezifischen Wärmekapazität \bar{c}_p , sowie des Dampfmassenstroms $\dot{m}_{EK,in}$ ist.

Last	Massenstrom	Druck	Dichte
[%]	[kg/s]	[bar]	[kg/m ³]
50	209	131	37,9
60	250	157	46,4
70	292	184	55,2
80	334	210	64,4
90	375	236	74,0
100	417	262	84,1

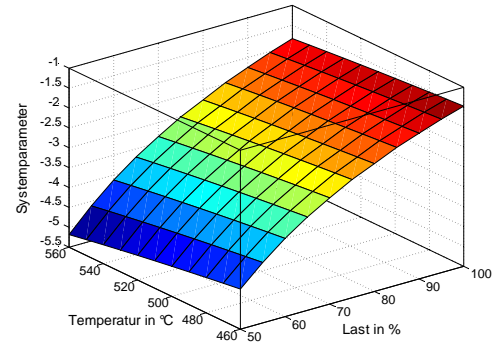


Abbildung J.2: Abhängigkeit der Systemparameter von der Kesselast und dem thermodynamischen Zustand

Um nun eine Robustheit gegenüber Störgrößen und Modellunsicherheiten zu gewährleisten, ist die grundlegende Idee des Beobachteransatzes, die auf den Prozess wirkenden Störungen zu schätzen, hierfür werden die Zustandsgleichungen des Modells um zwei Integratoren für die beiden Störgrößen, die Dampftemperatur vor Einspritzkühler $T_{EK,in}$ und die Rauchgastemperatur T_{rg} ergänzt. Somit ist der resultierende, erweiterte Zustandsvektor

$$\underline{x}_e = [T_{fl,1} \dots T_{fl,n} \quad T_{wa,1} \dots T_{wa,n} \quad T_{SA,in} \quad T_{fg}]^T \quad (J.2)$$

Die Schätzungen der Zustände und der Störungen erfolgen durch

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\tilde{e}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{A}(p, T) & \underline{E}(p, T) \\ \underline{0} & \underline{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \tilde{e} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{b}(p, T) \\ \underline{0} \end{bmatrix} u + \underline{H} \underline{\Delta y} \quad (J.3)$$

mittels der gemessenen Ausgänge des Systems

$$\underline{y} = [T_{fl,n} \quad T_{SA,in}]^T \quad (J.4)$$

und den Differenzen $\underline{\Delta y}$ zwischen den gemessenen und den geschätzten Systemausgängen.

Die Dynamik der Schätzung der Störgrößen wird durch die Beobachterverstärkungsmatrix \underline{H} festgelegt. Ihre Einträge werden durch eine lastabhängige Polvorgabe ermittelt. Um Stabilität zu gewährleisten, müssen alle Eigenwerte zwingend negative Realteile besitzen.

J.2 Implementierung der beobachtergestützten Regelung

Mithilfe des im vorherigen Abschnitt erläuterten Modells wurde ein Zustandsregler entworfen. Die gewünschte Stellgröße u wird aus einer Kombination aus einer Vorsteuer- u_v und einer rückgeführten Komponente u_r nach (J.5) berechnet.

$$u = u_v - u_r . \quad (\text{J.5})$$

Ein optimaler Verlauf der Stellgröße kann durch die Einführung einer quadratischen Gütefunktion erreicht werden, welche den Regelfehler und ein Überschießen der Stellgröße bestraft.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\underline{x}^T \underline{Q} \underline{x} + \underline{u}^T \underline{R} \underline{u}) dt . \quad (\text{J.6})$$

In (J.6) sind J , \underline{Q} , und \underline{R} das Gütekriterium und die Wichtungsfaktoren für die Bewertung des Folgeverhaltens und des Stellaufwandes. Für das Minimum von J kann eine optimale Verstärkungsmatrix \underline{K} des Zustandsreglers ermittelt werden. Mit Hilfe der Verstärkungsmatrix und der Rückführung der Zustände des Systems \underline{x} kann nun der dynamische Anteil u_r der Stellgröße ermittelt werden, wie in (J.7) zu sehen.

$$u_r = \underline{K} \underline{x} \quad (\text{J.7})$$

Für das Erreichen der stationären Genauigkeit, wird aus dem gewünschten Sollwert w über die Vorsteuerung die entsprechende stationären Einspritzmenge ermittelt. Hierfür werden die Modellgleichungen für den stationären Fall gelöst

$$0 = \underline{A}(p, T) \underline{x}_s + \underline{b}(p, T) \underline{u}_s + \underline{E}(p, T) \underline{z} \quad \text{with} \quad w = T_{fl,n} , \quad (\text{J.8})$$

hierin ist \underline{x}_s der Vektor der stationären Zustände. Die stationäre Komponente u_v der Stellgröße ergibt sich dann aus (J.9).

$$u_v = u_s + \underline{K} \underline{x}_s . \quad (\text{J.9})$$

Die Implementierung der vorgeschlagenen Reglerstruktur ist in Abbildung J.3 gezeigt. Die gewünschte Dampftemperatur am Austritt des Überhitzers wird genutzt, um die nötige stationäre Einspritzmenge u_s zu ermitteln und wird dann zur stationären Komponente der Stellgröße u_v weiterverarbeitet. Der dynamische Anteil u_r wird mit Hilfe der geschätzten Zustände \hat{x} und der Verstärkungsmatrix \underline{K} berechnet. Diese Werte werden von dem Beobachter bereitgestellt, welcher entsprechend des hinterlegten Modells (vgl. Abschnitt J.1) die nicht messbaren Zustän-

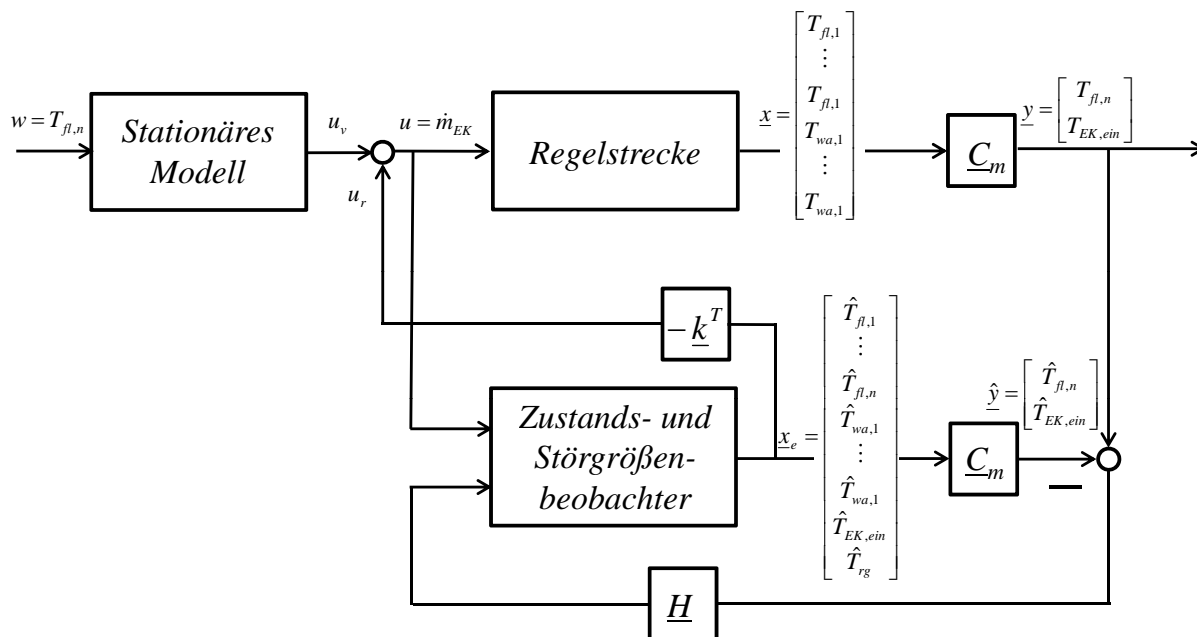


Abbildung J.3: Aufbau der beobachtergestützten Frischdampfthermostatregelung

de im Überhitzer $T_{fl,1} \dots T_{fl,n-1}$, $T_{wa,1} \dots T_{wa,n}$, sowie die Rauchgastemperatur T_{fg} berechnet. Die Schätzung erfolgt durch den Vergleich der geschätzten Dampftemperaturen vor dem Einspritzkühler und hinter dem Überhitzer mit den korrespondierenden Messungen, welche sich entsprechend der Ausgangsmatrix \underline{C}_m aus dem Zustandsvektor \underline{x} ergeben. Das System des Einspritzkühlers und des Überhitzers werden hierbei durch das detaillierte Modelica Modell abgebildet.

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, die vorliegende Dissertation selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine weiteren als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet zu haben. Die den benutzten Werken entnommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht worden.

Des weiteren versichere ich, dass diese Dissertation noch keiner anderen Fakultät oder Universität zur Prüfung vorgelegen hat; dass sie noch nicht veröffentlicht ist sowie dass ich mich noch nicht anderweitig um einen Doktorgrad beworben habe bzw. einen solchen bereits besitze.

Rostock, 8. März 2013

Sebastian Meinke

Curriculum Vitae

- 27.04.1983 Geboren in **Rostock**, Mecklenburg-Vorpommern
- 09/1989 - 07/1993 **Grundschule Groß-Klein Mitte**
- 09/1993 - 07/1995 **Johann-Heinrich-von-Thünen-Gymnasium**
- 09/1995 - 07/2002 **Erasmus-Gymnasium**
Allgemeine Hochschulreife
- 10/2002 - 10/2008 **Universität Rostock**
Studium Maschinenbau (Diplom)
Studienschwerpunkte:
Energemaschinen/Verbrennungsmotoren und Strömungstechnik
- 11/2008 - 02/2012 **Lehrstuhl für Technische Thermodynamik**, Universität Rostock
Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Bearbeitung eines VGB-Forschungsprojektes:
Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaik
- seit 09/2012 **Vattenfall Research and Development**
Forschungsingenieur