



Ralf Starkloff



Flexibilisierung von Dampfkraftwerken mittels dynamischer Prozesssimulation



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Flexibilisierung von Dampfkraftwerken mittels dynamischer Prozesssimulation





Flexibilisierung von Dampfkraftwerken mittels dynamischer Prozesssimulation

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation von Ralf Starkloff aus Darmstadt
Tag der Einreichung: 14. April 2016, Tag der Prüfung: 29. Juni 2016
Darmstadt – D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Bernd Epple
 2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Johannes Janicka
-



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Institut für Energiesysteme
und Energietechnik



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2016
Zugl.: (TU) Darmstadt, Univ., Diss., 2016

Flexibilisierung von Dampfkraftwerken mittels dynamischer Prozesssimulation

Genehmigte Dissertation von Ralf Starkloff aus Darmstadt

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Bernd Epple
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Johannes Janicka

Tag der Einreichung: 14. April 2016

Tag der Prüfung: 29. Juni 2016

Darmstadt – D 17

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2016

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2016

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9319-8

eISBN 978-3-7369-8319-9



Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	iv
Nomenklatur	vii
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund	1
1.2 Auswirkungen auf die Stromerzeugung in Deutschland	2
1.3 Ableitung der Aufgabenstellung	4
1.4 Gliederung der Arbeit	4
2 Situation der konventionellen Kraftwerke	7
2.1 Kohlekraftwerke	11
2.2 Flexibilitätssteigernde Maßnahmen bei konventionellen Kraftwerken	13
2.2.1 Mindestlastbetrieb und dessen Grenzen	14
2.2.2 Hohe Brennstoffausnutzung im ganzen Lastbereich	20
2.2.3 Minimierung von An- und Abfahrverlusten	22
2.2.4 Hohe Lastgradienten und Lastsprünge	23
2.2.5 Betriebliche Flexibilität	27
2.3 Zusammenfassung der Anforderungen an das Kraftwerksmodell	28
3 Prozesssimulation	29
3.1 Einsatz transienter Simulationsprogramme	29
3.1.1 Wasser-Dampf-Seite	30
3.1.2 Dynamik der Gasseite	31
3.1.3 Gesamtanlagensimulation	32
3.2 Simulationsplattform APROS	34
3.2.1 Aufbau der Software	35
3.2.2 Thermohydraulisches Modell	36
4 Modellbildung	41
4.1 Referenzanlage	41
4.2 Modellierung	48
4.2.1 Modellumfang und Randbedingungen	48
4.2.2 Luft- und Rauchgasseite	49
4.2.2.1 Kanalsystem	50
4.2.2.2 Axialventilatoren	50
4.2.2.3 Radialventilatoren	52
4.2.2.4 Regenerativer Luftvorwärmer	52



4.2.2.5	Dampf-Luftvorwärmer	55
4.2.2.6	Sekundär- und Tertiärluftklappen	56
4.2.2.7	Rauchgasreinigung	56
4.2.3	Brennstoffversorgung	57
4.2.3.1	Mühlenmodell von Fan	59
4.2.3.2	Mühlenmodell von Wei	62
4.2.3.3	Mühlenmodell von Niemczyk	63
4.2.3.4	Mühlenmodell von Lee	64
4.2.3.5	Abschätzen der Modellgüte	64
4.2.4	Dampferzeuger	66
4.2.4.1	Brennkammer	66
4.2.4.2	Konvektive Heizflächen	68
4.2.4.3	Umwälzsystem	70
4.2.5	Turbine und Vorwärmersystem	71
4.2.5.1	Turbosatz	71
4.2.5.2	Kondensator	73
4.2.5.3	Vorwärmstecke	73
4.2.5.4	Speisewasserpumpen	74
4.2.5.5	Umleitstationen	75
4.2.6	Verschmutzung	76
4.2.7	Regelung	77
4.2.7.1	Blockregelung	77
4.2.7.2	Regelung der Primär- und Sekundärventilatoren	78
4.2.7.3	Regelung der Sekundär- und Tertiärluftmengen	78
4.2.7.4	Regelung der Primärluftmenge	78
4.2.7.5	Regelung des Feuerraumdrucks	79
4.2.7.6	Regelung der Abgastemperatur	79
4.2.7.7	Regelung des Speisewassers	79
4.2.7.8	Regelung der Dampftemperatur	80
4.2.7.9	Regelung des Dampferzeugerdruckes	80
4.2.7.10	Regelung der Behälterfüllstände	80
4.2.7.11	Regelung der Umwälzung	80
5	Überprüfung der Modellgüte	83
5.1	Stationäre Validierung	83
5.2	Dynamische Validierung	87
6	Flexibilisierungsmaßnahmen	93
6.1	Nutzung vorhandener Potenziale	93
6.1.1	Modifizierter Gleitdruck	93
6.1.2	Kondensatstau	94
6.1.3	Kondensatstopp	95



6.1.4	Drosselung A 5	96
6.1.5	Abschalten der Hochdruckvorwärmer	96
6.1.6	Speisewasserübersteuerung	97
6.1.7	Lastsprung von 90 auf 100 %	98
6.2	Mögliche Retrofit-Maßnahmen	100
7	Zusammenfassung und Ausblick	103
7.1	Zusammenfassung	103
7.2	Ausblick	105
	Abbildungsverzeichnis	ix
	Tabellenverzeichnis	xiii
	Literaturverzeichnis	xiv
A	Anhang: Tabellen	xxvii
B	Anhang: Abbildungen	xxix





Abkürzungsverzeichnis

ABL	Ausbrandluft
AHDE	Abhitzedampferzeuger
CCS	Carbon Capture and Storage
CFD	Computational Fluid Dynamics
DALUVO	Dampfluftvorwärmer
DeNOx	Entstickungsanlage
ECO	Economizer
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
ENTSOE	European Network of Transmission System Operators for Electricity
EVS	Energie-Versorgung Schwaben AG
EVT	Energie- und Verfahrenstechnik GmbH
GAVO	Gasvorwärmer
GuD	Gas- und Dampfturbinen
HDT	Hochdruckturbine
HDU	Hochdruckumleitstation
HKW	Heizkraftwerk
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
KZÜ	kalte Zwischenüberhitzung
LNG	Liquid Natural Gas
LUVO	Luftvorwärmer
MDT	Mitteldruckturbine
NDT	Niederdruckturbine
NDU	Niederdruckumleitstation
PLV	Primärluftventilator
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
SLV	Sekundärluftventilator
SLK	Sekundärluftklappe



SPAT	Speisewasserantriebsturbine
SWP	Speisewasserpumpe
SZV	Saugzugventilator
TLK	Tertiärluftklappe
UCTE	Union for the Coordination of Transmission of Electricity
ÜH	Überhitzer
UMV	Umwälzmindestmengenventil
UP	Umwälzpumpe
URV	Umwälzregelventil
UUV	Umwälzunterkühlungsventil
ZÜ	Zwischenüberhitzer



Nomenklatur

Lateinische Buchstaben		Einheit
a	Kantenlänge	m
A	Fläche	m ²
b	Kantenlänge	m
c, c_p	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
d	Durchmesser	m
e	Wärmeübergangskoeffizient an der Phasengrenze	kg/(m ³ s)
F	Kraft pro Volumen	N/m ³
h	Enthalpie	J/kg
h	Höhe	m
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
P	Druckänderung über die Pumpenlänge	bar/m
K_s	Stodola-Koeffizient	—
m	Masse	kg
M	Inventar	kg
n	Drehzahl	min ⁻¹
\dot{q}	Wärmestrom pro Volumen	W/m ³
\dot{Q}	Wärmestrom	W
s	Wandstärke	m
t	Wandstärke	m
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
u	Geschwindigkeit	m/s
ν	spezifisches Volumen	m ³ /kg
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
x	Dampfmassenanteil	—
y	Volumenanteil	—
z	Strömungsrichtung	m
Griechische Buchstaben		Einheit
α	Winkel	o)
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
Γ	Massenübergangsrate	kg/(m ³ s)
$\Delta\vartheta$	Temperaturerhöhung	K
ϵ	Volumenanteil	—



ζ	Widerstandsbeiwert	—
η	Wirkungsgrad	—
θ	Massenträgheitsmoment	kg m^2
κ	Adiabatexponent	—
λ	Luftzahl	—
Π	Druckverhältnis	—
ρ	Dichte	kg/m^3
ρ_s	Schüttdichte	kg/m^3
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{T}^4)$

Indizes

<i>O</i>	Ausschaltzeitpunkt
<i>A</i>	Austritt
<i>d</i>	Dampf
<i>E</i>	Eintritt
<i>f</i>	Flüssigkeit
<i>FV</i>	Formverlust
<i>ges</i>	gesamt
<i>grav</i>	gravimetrisch
<i>k</i>	Phase (flüssig oder dampfförmig)
<i>kon</i>	Konvektion
<i>nom</i>	nominell
<i>mem</i>	Membran
<i>p</i>	Phasengrenze
<i>PL</i>	Primärluft
<i>Pu</i>	Pumpe
<i>re</i>	Rezirkulation
<i>ref</i>	Referenz
<i>rk</i>	ungemahlen Kohle
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>SL</i>	Sekundärluft
<i>sat</i>	gesättigt
<i>str</i>	Strahlung
<i>tot</i>	total
<i>V</i>	Ventil
<i>vent</i>	Ventilator
<i>w</i>	Wand
<i>Wal</i>	Walzen

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

In den letzten Jahren hat sich die Situation im deutschen Energiesektor massiv verändert. Im Jahr 2000 wurde das sogenannte Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG)¹ verabschiedet und zuletzt 2014 modifiziert [1]. Das EEG hat den Zweck, fossile Energieträger zu schonen und die Technologien zur Erzeugung von Strom aus erneuerbaren Energiequellen zu fördern. Es verfolgt weiterhin das Ziel, den Anteil an erneuerbaren Energien an der Stromerzeugung bis 2050 auf 80 % zu erhöhen.

Um dies zu erreichen, garantiert das Gesetz Strom aus erneuerbaren Energiequellen - nach Ursprung - eine feste Einspeisevergütung für eine Dauer von 20 Jahren. Da die Möglichkeiten von Wasserkraftwerken in Deutschland geologisch beschränkt sind, wächst vor allem die Einspeisung aus Windkraft- und Photovoltaikanlagen. Im Jahr 2014 hatte Deutschland eine installierte Leistung von 38,2 GW aus Photovoltaikanlagen und 40,4 GW aus Windkraftanlagen, wobei hiervon ca. 95 % auf Onshore-Anlagen entfallen [2]. Diese großen Kapazitäten, deren zeitliche Entwicklung in Abb. 1.1 dargestellt ist, tragen dazu bei, dass die erneuerbaren Energien mittlerweile 27,8 % des deutschen Bruttostromverbrauchs ausmachen [2]. Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal von Strom aus Wind und Solar zu Strom aus biogenen Energieträgern², Wasser oder den konventionellen fossilen bzw. nuklearen Quellen ist die starke Wetterabhängigkeit und dementsprechende Volatilität. Hinzugefügt sei, dass insbesondere die Einspeisung aus Windkraftanlagen die größte Herausforderung ist.

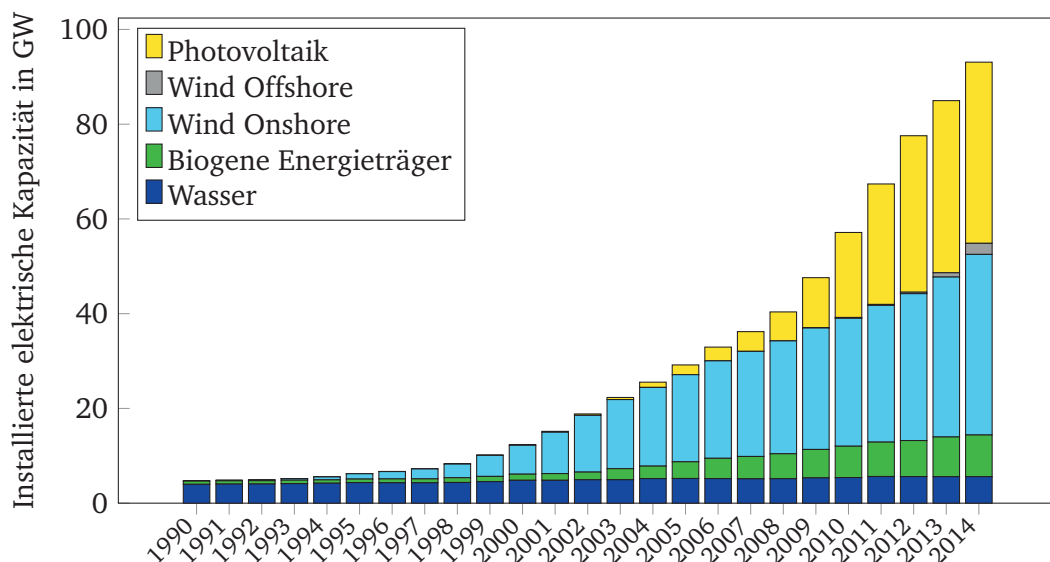


Abbildung 1.1: Entwicklung der installierten elektrischen Kapazitäten verschiedener erneuerbare Energieträger, Quelle: [2], eigene Darstellung

¹ Es soll darauf hingewiesen werden, dass Energie nicht erneuert werden kann, der Begriff sich aber durchgesetzt hat und auch im Weiteren verwendet wird.

² Hier sind flüssige bzw. feste Biomassen, Deponiegas, Biogas, Biomethan, Klärgas und der biogener Anteil vom Hausmüll zusammengefasst.

In Abb. 1.1 ist auch erkennbar, dass der Anteil von Windanlagen auf See, sogenannte Offshore-Anlagen, zum heutigen Zeitpunkt einen noch sehr kleinen Anteil ausmachen und in diesem Bereich in den nächsten Jahren mit einem signifikanten Anstieg zu rechnen ist.

Die Integration der wachsenden Erzeugungskapazitäten an erneuerbaren Energien in die bestehende Infrastruktur der deutschen Elektrizitätswirtschaft ist eine der großen Herausforderungen der nächsten Jahre bzw. Jahrzehnte. Auch wenn Deutschland sich als Vorreiter bei der Integration von Strom aus Windkraftanlagen sieht, bleibt diese Rolle dem Königreich Dänemark vorbehalten, das einen Anteil an Windenergie von 39,1 % im Jahr 2014 hatte [3]. Diese durchaus beeindruckende Zahl wurde mit einer gezielten Förderung von Windkraftanlagen und Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen erreicht [4]. Die Erfahrungen aus Dänemark, welches das einzige europäische Land ist, das noch höhere Endkundenstrompreise als Deutschland besitzt [4], lassen sich jedoch nicht ohne Weiteres auf andere Nationen übertragen. Geografische Lage, Art der ansässigen Industrien und insbesondere die Größe des Landes schaffen andere Randbedingungen. So können auch größere Schwankungen in der nationalen Stromproduktion durch die großen Nachbarn Dänemarks ausgeglichen werden.

1.2 Auswirkungen auf die Stromerzeugung in Deutschland

Seitdem der Energiesektor liberalisiert wurde, kann eine Risikoerhöhung bei Stromproduzenten und Stromverbrauchern festgestellt werden. Da Elektrizität ein nicht speicherbares Gut ist, können kleine Unterschiede zwischen Angebot und Nachfrage zu großen Schwankungen im Preis führen, so beträgt die tägliche Standardabweichung an den Aktienmärkten 1 bis 2 %, während an der Strombörse tägliche Standardabweichungen von bis 40 % keine Seltenheit sind [5]. Der Stromhandel weist eine Dynamik auf, die weder am Finanz- noch am Gütermarkt erreicht werden. Verschiedenste Einflussfaktoren wie Wetter, Jahreszeit, Tageszeit und Flexibilität der konventionellen Anlagen formen den Preis. Eine besondere Eigenart des Stromhandels ist die Tatsache, dass er negative Preise ermöglicht. Diese entstehen, wenn konventionelle Kraftwerke, eine kurzfristige Einspeisesteigerung - z.B. durch Windkraftanlagen - aus ökonomischen oder technischen Gründen nicht ausgleichen können. Daraus entsteht eine Überkapazität, welche zu extremen Marktsituationen führen. So hat Nicolosi in seiner Arbeit den Spot Markt am 4. Oktober 2009 untersucht, an dem über -500 € pro MWh gezahlt wurden [6].

Der Strombedarf bzw. die Last im Netz variiert über den Tag und die Jahreszeit. In den windreichen Monaten im Winter ergibt sich eine Leistungsspitze an einem abendlichen Wochentag von 76 GW, während in der Nacht die Netzlast auf ca. 50 GW absinkt. An Wochenenden schwankt die Last zwischen 40 GW und 60 GW [7]. Die Differenz aus Netzlast und eingespeister nicht-steuerbarer elektrischer Energie aus Wind- und Solaranlagen ist die Residuallast, welche vor allem durch die thermischen Kraftwerke abgedeckt werden muss. Insbesondere bei hoher Einspeisung und niedriger Netzlast sinkt die Residuallast stark ab, und die konventionellen Kraftwerke müssen in niedrige Teillast gehen oder sogar abgefahren werden [6][7]. So sind bereits heute je nach Wochentag, Jahres- und Uhrzeit Einspeisungen an Windenergie von über 50 % der Netzlast möglich. Des Weiteren wird prognostiziert, dass bei einer bleibenden Ausbaugeschwindigkeit von Windkraftanlagen es im Jahr 2020 bei Schwachlast und Starkwind zu Situationen kommen kann, in denen die Residuallast negativ wird, d.h. die Stromproduktion aus erneuerbaren Energien den Bedarf über mehrere Stunden bis hin zu Tagen übersteigt und mit hohen

energetischen und ökonomischen Verlusten für das Abschalten bzw. den kontinuierlichen Teillastbetrieb verbunden sind [7].

Zu diesen stationären Herausforderungen kommen noch die dynamischen Effekte hinzu. Zum einen hat die Einspeisung von erneuerbaren Energien noch diverse Prognosefehler [8] und zum anderen ändert sich die Wetterlage mitunter sehr schnell und verlangt hoch transiente Kraftwerke zur Kompensation. Die kritischen Phasen treten bei gegenläufigem Verhalten von Strombedarf und Wetterlage auf, was durch ein Gedankenbeispiel verdeutlicht werden soll: An einem Vormittag im Winter steigt der Bedarf im Netz an elektrischer Energie um 10 GW, während gleichzeitig die Einspeisung von Elektrizität durch Windkraftanlagen um 10 GW, zurückgeht. Die konventionellen Anlagen müssen nun kurzfristig 20 GW an elektrischer Leistung bereitstellen und dies bei einem größeren Lastgradienten. Die Schlussfolgerung ist, dass weniger thermische Kraftwerke dynamischer agieren müssen, um jederzeit eine sichere Versorgung gewährleisten zu können.

Eine sehr gute Darstellung des Einflusses von Wind- und Solarstrom ist in Abb. 1.2 illustriert. Dazu wird die Einspeisung in das deutsche Netz nach verschiedenen Energieträgern in einem Starkwind- (a) und einem Schwachwindmonat (b) im Jahr 2011 gezeigt und basierend auf diesen Wetterdaten und dem prognostizierten Ausbau von Wind- und Solaranlagen eine Vorhersage für das Jahr 2020 gemacht (c) bzw. (d). Deutlich wird, dass in der Zukunft mit steigender Kapazität die Gradienten für die Residuallast signifikant steigen werden.

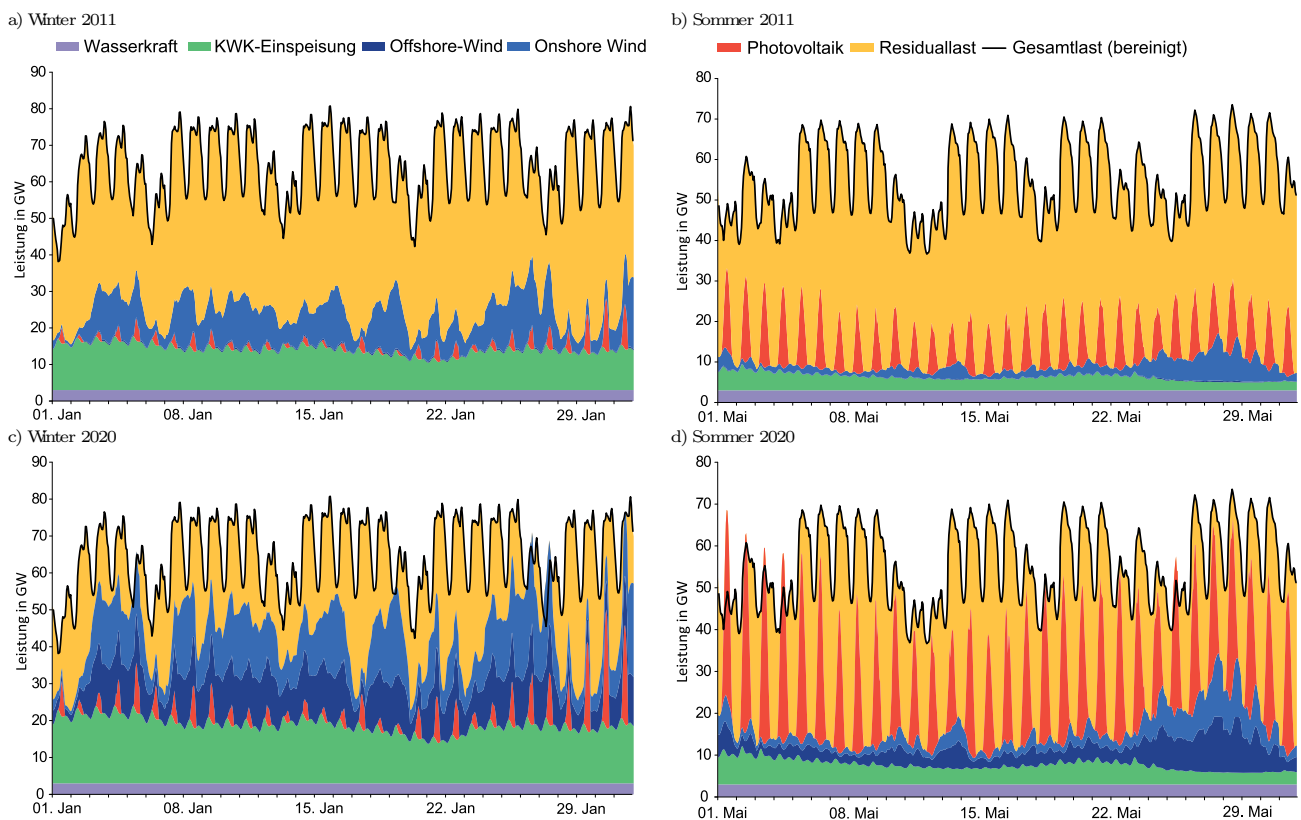


Abbildung 1.2: Einfluss der Einspeisung von Wind- und Solarstrom in einem Starkwind- (a) und einem Schwachwindmonat (b) im Jahr 2011 und für die prognostizierte Einspeisung im Jahr 2020 (c,d), Quelle: [8], entnommen aus [9]

An der Strombörse wird auch der Sekundärregelleistungsmarkt, welcher sowohl negative als auch positive vorgehaltene Kapazitäten beinhaltet, vermarktet. Flinkerbusch hat diesen untersucht und gezeigt, dass sich das monatliche Marktvolumen von ca. 18 Mio. € auf über 40 Mio. € zwischen 2008 und 2010 mehr als verdoppelt hat. Der Einsatz von Speichertechnologien zur Kompensation der Fluktuationen ist ebenfalls in den Fokus gerückt [10]. Hierfür stehen aus technischer Sicht verschiedene Technologien, wie Pumpspeicher, Druckluftspeicherkraftwerke, Batterien oder Power-to-Gas³ zur Verfügung [11][12]. Jedoch limitieren entweder die geologischen Gegebenheiten oder die hohen Investitionskosten den potenziellen Ausbau [3]. Mögliche zukünftige Maßnahmen sind auch die Nutzung von Elektrofahrzeugen als Speicher, eine zentrale Einsatzplanung von vielen kleinen Kraftwerken (virtuelle Kraftwerke) oder eine Anpassung des Bedarfs (Smart Grids). Diese sind jedoch Gegenstand der Forschung und benötigen noch Zeit, weswegen es jedoch zu erwarten bleibt, dass kurz- und mittelfristig vor allem die thermischen Kraftwerke die Integration der erneuerbaren Energien in den deutschen Strommarkt bewerkstelligen müssen.

1.3 Ableitung der Aufgabenstellung

Aus den zu erwartenden Veränderungen im Strommarkt der Bundesrepublik Deutschland werden auch neue Anforderungen an die konventionellen Kraftwerke gestellt. Die Flexibilität der Anlagen muss kontinuierlich weiterentwickelt werden. Veränderungen an großen thermischen Kraftwerken sind mit hohen Investitionskosten und Kosten durch einen eventuellen Stillstand der Anlage verbunden, weswegen Modifikationen gründlich abgewogen werden müssen. Insbesondere muss geklärt werden, welche Restriktionen aus verfahrens- oder regelungstechnischer Sicht begrenzend wirken können. Es ist weitestgehend unbekannt, welche Potenziale in den bestehenden Anlagen stecken, da sie unter fundamental anderen Anforderungen ausgelegt wurden. Folgende Fragen sollen geklärt werden:

- Welche Flexibilität ist bei thermischen Kraftwerken relevant?
- Wie muss ein Modell aufgebaut werden, um die Flexibilität zu untersuchen?
- Wie sollte vorgegangen werden, um möglichst aussagekräftige Resultate zu erreichen?

Diese Arbeit hat daher als Ziel, die Situation von Steinkohlekraftwerken zu beleuchten und potenzielle Flexibilisierungsmaßnahmen zu sammeln und aus diesen Anforderungen an ein instationäres, eindimensionales Kraftwerksmodell zu definieren. Nach Auswahl einer geeigneten Referenzanlage soll hierzu ein Modell, das zum Untersuchen der Flexibilität geeignet ist, mit einer instationären Prozesssimulationsoftware entwickelt werden. Nach Möglichkeit soll das Modell anhand von Betriebsdaten validiert werden, sowie mit einigen Maßnahmen zur Flexibilisierung beispielhaft simuliert werden.

1.4 Gliederung der Arbeit

Die Nutzung instationärer Prozesssimulationsprogramme ist eine vielversprechende Maßnahme, um neue Anforderungen an konventionelle Kraftwerke im Zuge der Energiewende zu untersuchen. Insbesondere in einer Zeit, in der die Investitionsunsicherheit viele Betreiber großer Kraftwerke abschreckt, bieten

³ Als Power-to-Gas wird das Herstellen von gasförmigen Kohlenwasserstoffen mittels elektrischer Energie bezeichnet

instationäre Modelle die Möglichkeit, kostengünstig unterschiedlichste Ertüchtigungen zu untersuchen und zu bewerten. In der vorliegenden Arbeit wird dabei ein instationäres Kraftwerksmodell entwickelt, validiert und dargestellt, welche Anwendungsmöglichkeiten ein solches Modell hat. Dabei wird eine geeignete Referenzanlage ausgewählt, die die Auswirkungen der Energiewende unmittelbar spürt.

Kapitel 2 beleuchtet die Situation der konventionellen Kraftwerke in Deutschland und stellt dar, warum insbesondere die steinkohlegefeuerten Anlagen zur späteren Modellierung ausgewählt wurden. Der unklare Begriff der Flexibilität wird in diesem Kapitel erläutert und es werden konkrete Teilbereiche der Flexibilität abgeleitet. Des Weiteren werden Grenzen der Flexibilität und unterschiedliche Maßnahmen erläutert, die Kraftwerke dynamischer und möglicherweise wettbewerbsfähiger machen. Aus den in diesem Kapitel erarbeiteten Erkenntnissen leiten sich Anforderungen an das zu entwickelnde instationäre Kraftwerksmodell und dessen Umfang ab.

Kapitel 3 geht auf die instationäre Prozesssimulation ein, wobei zunächst ein Blick zurück geworfen wird, um die bisherigen Entwicklungen im Bereich der Kraftwerkssimulation darzustellen. Nachdem getrennte Modelle für Gas-Seite und Wasser-Dampf-Seite betrachtet werden, wird anschließend ein Blick auf die Gesamtanlagensimulationen, die einen ähnlichen Ansatz wie die vorliegende Arbeit verfolgen, geworfen. Im weiteren Verlauf des Kapitels wird die Simulationssoftware APROS vorgestellt und auf deren Aufbau und das mathematische Modell eingegangen. Dabei wird sich auf die wesentlichen Vorgänge, die Thermohydraulik, Wärmeübertragung, Verbrennung und Dampfturbinen, betreffen beschränkt.

Kapitel 4 widmet sich der konkreten Umsetzung der zuvor gesammelten Anforderungen und beschäftigt sich ausführlich mit der Modellierung des Kraftwerks. Dabei wird zunächst die Referenzanlage für das Kraftwerksmodell, welches sich auf Grund seiner technischen Ausführungen und der bereits getroffenen Maßnahmen bezüglich des flexiblen Lastbetriebs sehr gut eignet, beschrieben. Nachdem der Modellumfang und die festgelegten Randbedingungen diskutiert werden, wird auf die Modellierung genau eingegangen. Das Gesamtsystem Kraftwerk wird in vier Teilsysteme, Gasseite, Brennstoffversorgung, Turbinen mit Vorwärmern und Dampferzeuger zerlegt und die Vorgehensweise der Modellierung erläutert. Zuletzt wird in groben Zügen auf die verwendeten Regelungssysteme eingegangen, die für eine erfolgreiche dynamische Simulation notwendig sind.

Kapitel 5 fasst die Validierung des Modells zusammen, dabei wird diese in die stationäre und die instationäre Validierung unterteilt. Die stationäre Validierung anhand von Auslegungsdaten, soll dabei die Plausibilität der Prozesssimulationssoftware sicherstellen. Auf diese Art und Weise kann sichergestellt werden, dass die Berechnung der übertragenen Wärmemengen und die physikalische Dimensionierung der Anlage korrekt ist. Dabei ist vorausgesetzt, dass die jahrzehntelange Erfahrung des Herstellers bei der Entwicklung interner Auslegungsprogramme als ausreichend gute Referenz genügt. Anschließend wird die instationäre Performance des entwickelten Kraftwerksmodells überprüft, indem betriebliche Daten zum Vergleich herangezogen werden. Erst mit der instationären Validierung des Modells anhand von Betriebsdaten kann sichergestellt werden, dass das Modell zur Voraussage von Maßnahmen zur Flexibilitätssteigerung geeignet ist.

Kapitel 6 widmet sich der konkreten Anwendung des Kraftwerksmodells unter ingenieurtechnischen Fragestellungen. Anhand von unterschiedlichen Maßnahmen wird das bereits vorhandene energetische

Speicherpotenzial der Anlage untersucht. Anschließend wird ein simulierter Lastwechsel von 90 auf 100 % gezeigt bei dem diese Maßnahmen, hinsichtlich einer höheren Kraftwerksdynamik, umgesetzt wurden. Die dargestellten Ergebnisse zeigen, wie gut sich das entwickelte Modell für die verschiedensten Varianten nutzen lässt. Im weiteren Verlauf des Kapitels 6 werden Retrofit-Maßnahmen vorgestellt und auch Vorschläge gemacht, wie sich diese mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modell untersuchen lassen.

7 fasst die Arbeit zusammen und gibt einige Ausblicke zu möglichen Folgearbeiten.

2 Situation der konventionellen Kraftwerke

In diesem Kapitel wird auf die konventionellen thermischen Kraftwerke in Deutschland eingegangen. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird der Begriff Flexibilität im Bezug auf Kraftwerke beleuchtet und Schlussfolgerungen für den Umfang für das zu entwickelnde Kraftwerksmodell gezogen.

Konventionelle thermische Kraftwerke dominieren die Stromerzeugung der menschlichen Zivilisation seit der Entwicklung des Generators. Sie erzeugten im Jahr 2012 die über 75 % des elektrischen Stromes weltweit [13].

Dabei dominieren Dampfkraftwerke, welche nach dem Clausis-Rankine-Prozess¹ funktionieren und Gasturbinenanlagen, die auf dem Joule-Prozess² beruhen [14]. In den letzten Jahrzehnten hat sich eine Kombination aus beiden, der sogenannte Gas- und Dampfturbinen (GuD)-Prozess, etabliert.

- Bei den *Dampfkraftwerken* wird Wärme durch Verbrennung von Kohlenwasserstoffen oder durch Kernspaltung bereitgestellt und an einen Wasser-Dampf-Prozess übertragen. In diesem wird Wasser bei hohen Drücken und hohen Temperaturen in einem Dampferzeuger vorgewärmt, verdampft und überhitzt. Anschließend wird der Dampf in einer Dampfturbine entspannt, kondensiert und wieder zum Dampferzeuger, nachdem eine Pumpe den Druck des Wassers entsprechend erhöht hat, zurückgeführt. Die finale Umwandlung in elektrische Energie findet im mit der Turbine verbundenen Generator statt [14]. Aktuelle fossil beheizte Dampfkraftwerke haben einen elektrischen Nettowirkungsgrad von über 46 %, wobei für zukünftige Anlagen ein möglicher Nettowirkungsgrad von über 50 % angegeben wird [15].
- *Offene Gasturbinenanlagen* saugen Luft an und komprimieren diese. Die angesaugte Luft wird in einer Brennkammer durch die Verbrennung geeigneter Brennstoffe auf eine hohe Temperatur gebracht, und anschließend in einer Turbine auf Umgebungsdruck entspannt. Zur Stromerzeugung kann die Differenz aus der in der Turbine verrichteten und der in dem Verdichter notwendigen Arbeit verwendet werden. Offene Gasturbinen erreichen Nettowirkungsgrade von 40 %, wobei bei speziellen Aeroderivaten auch Wirkungsgrade von bis zu 45 % nachgewiesen wurden [16].
- Um den Wirkungsgrad weiter zu steigern, wird im Abgastrakt von Gasturbinen ein Abhitzedampferzeuger installiert, welcher mit der vorhandenen Restwärme Dampf produziert und diesen zur Stromerzeugung einsetzt. Man erhält nun den *GuD-Prozess*, in dem elektrische Nettowirkungsgrade von über 60 % erreicht werden können [16]. Als Brennstoffe für den GuD-Prozess kommen prinzipiell alle fluiden Brennstoffe in Frage. Feste Brennstoffe müssen, um in GuD-Anlagen eingesetzt werden zu können, zuvor vergast werden. Dieser Vorgang wird als Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC)-Prozess bezeichnet [15], welcher sich jedoch auf Grund seiner Komplexität in Deutschland nicht durchsetzen konnte.

¹ Nach Rudolf Clausius (1822-1888) und William Rankine (1820-1872).

² Benannt nach James Prescott Joule (1818-1889). Manchmal auch als Brayton-Prozess, nach George Brayton (1830-1892), benannt.

Im letzten Jahrhundert wurde die elektrische Erzeugungskapazität thermischer Kraftwerke kontinuierlich gesteigert und liegt mittlerweile zwischen 800 und 1300 MW bei Kohlekraftwerken, bis zu 1600 MW bei Kernkraftwerken und bis zu 600 MW bei GuD-Kraftwerken pro Anlage [14][15]. Prinzipiell können thermische Kraftwerke als rein Strom produzierende Anlagen oder Heizkraftwerke ausgeführt werden, bei denen neben Strom auch Fernwärme bereitgestellt wird, um die Brennstoffausnutzung signifikant zu erhöhen [15].

Betrachtet man die Vergangenheit, so wurden Kraftwerke, in Abhängigkeit ihrer jährlichen Vollaststunden, in die Kategorien Grundlast (mehr als 5000 h pro Jahr), Mittellast (5000 bis 2000 h pro Jahr) und Spitzenlast (weniger als 2000 h pro Jahr) eingeteilt [14]. Anlagen mit hohen Investitionskosten und niedrigen Brennstoffkosten wie Kern- und Braunkohlekraftwerke wurden und werden maßgeblich für die Grundlast verwendet, während für die Spitzenlast Anlagen mit geringen Investitionskosten, niedrigen Anfahrzeiten und relativ hohen Brennstoffkosten wie offene Gasturbinen oder Dieselmotoren eingesetzt wurden [6] [14]. Die ehemals relativ klaren Grenzen zwischen diesen verschiedenen Definitionen verwischen zunehmend, was in einer verstärkten Planungsunsicherheit zum Ausdruck kommt. Zukünftig müssen ehemalige thermische Grund- und Mittellastanlagen jedoch den wirtschaftlichen Betrieb auch bei 1500 bis 3000 h pro Jahr sicherstellen [17].

Eine weitere Aufgabe thermischer Kraftwerke ist die Stabilität des Stromnetzes und die Beteiligung am Regelleistungsmarkt, dessen Übertragungscode vom Verband Europäischer Übertragungsnetzbetreiber (European Network of Transmission System Operators for Electricity (ENTSOE)³) reguliert wird. Insgesamt gibt es drei Kategorien der Regelung: die Primär-, Sekundär- und Tertiärregelung. Weicht die Frequenz im europäischen Netz um ± 20 mHz vom Sollwert 50 Hz ab, greift die Primärregelung automatisch ein, um die Netzfrequenz zu stützen [18]. Dazu muss jedes beteiligte Kraftwerk 2 % seiner momentan generierten Leistung als Reserve zur Verfügung stellen, die innerhalb von 30 s abgerufen werden und für 5 min aufrecht gehalten werden kann. Um durch Primärregelung verbrauchte Speicher wieder aufzufüllen bzw. die Primärregelung zu entlasten, greift danach automatisch die Sekundärregelung in dem von der Störung betroffenen Teilnetz ein. Typische Maßnahmen hierfür sind Laständerungen durch ein Anpassen der Brennstoffmenge. Zuletzt kann zusätzlich die Tertiärregelung durch ein manuelles Eingreifen aktiviert werden. Diese entlastet die Sekundärregelung und muss innerhalb von 15 min bereit sein, was zum Beispiel durch schnell startende Gasturbinen gewährleistet werden kann. Es ist naheliegend, dass die Zunahme des Sekundärregelmarkts auf die erneuerbaren Energien zugeführt werden kann [19]. Insbesondere unter dem Gesichtspunkt eines sich verkleinernden Kraftwerksparks bedeutet dies eine weitere Steigerung der Anforderungen an Dynamik bzw. Flexibilität.

Deutschland hat dabei anders als einige seiner Nachbarn eine sehr breit gefächerte Kapazität an konventionellen Stromerzeugungsanlagen. Diese von der Witterung weitgehend unabhängigen Anlagen hatten im Jahr 2014⁴ eine Erzeugungskapazität von ca. 90 GW. Betrachtet man die Kapazität (Abb. 2.1) isoliert, fällt auf, dass Braunkohle-, Steinkohle- und Gaskraftwerke ungefähr über die gleiche Kapazitäten verfügen, wobei die Steinkohlekraftwerke mit ca. 27 GW leicht vor den Braunkohle- und Gaskraftwerken

³ Seit 1. Juli 2009 hat ENTSOE die Aufgaben von der Union für die Koordinierung des Transports von Elektrizität (Union for the Coordination of Transmission of Electricity (UCTE)) übernommen.

⁴ Angaben entnommen aus der Kraftwerksliste der Bundesnetzagentur mit dem Stand 2014.

mit ca. 21 bzw. 23 GW liegen. Die übrigen Kapazitäten verteilen sich auf die laufenden Kernkraftwerke, Anlagen die Mineralölprodukte verbrennen und Anlagen, die sonstige⁵ Energieträger verbrennen.

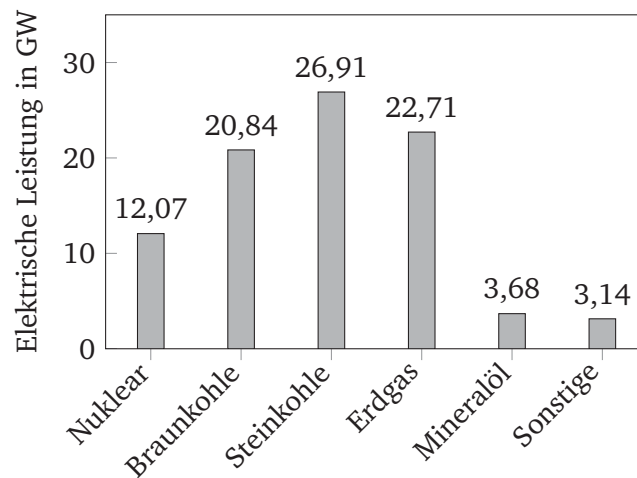


Abbildung 2.1: Stromerzeugungskapazitäten in Deutschland nach Energieträgern inklusive Reservekraftwerke, Quelle: [20], Stand 2014, eigene Darstellung

Bezieht man dies auf die jeweiligen Anteile der Energieträger an der Bruttostromerzeugung der letzten 15 Jahre in Deutschland⁶, die in Abb. 2.2 zu sehen sind, wird ersichtlich, dass die Braunkohle der größte konventionelle Energieträger ist und ihr Anteil mit ca. 25 % über alle Jahre nahezu unverändert ist. Einen höheren Anteil hatten Anfang des Jahrtausends die Kernenergie, welcher sich jedoch auf Grund politischer Entscheidungen in Deutschland von 30 % auf 16 % quasi halbiert hat. Mineralölprodukte tragen kaum zur Stromversorgung bei, lediglich im Bereich der thermischen Verwertung von Raffinerierückständen spielen sie eine Rolle. Die sonstigen Energieträger sind Nebenprodukte der Industrie und Gesellschaft. Diese werden bei der Verstromung thermisch verwertet und stehen somit nicht unmittelbar im Wettkampf zu anderen Energieträgern. Ihr Anteil ist nahezu konstant bei ca. 3 %. Der durch die Subventionen erreichte Anstieg an Stromproduktion erneuerbarer Energien von 6,5 % im Jahr 2001 - damals vor allem Laufwasserkraftwerke - auf 26 % beeinflusst vor allem die Stromproduktion aus Steinkohle und Erdgas. Zwar besitzt Deutschland mehr installierte Leistung an Gaskraftwerken als Braunkohleanlagen, doch tragen sie weniger als 10 % zu der Stromerzeugung bei, während sie 2010 noch über 14 % ausmachten. Der sinkende Strompreis an der Börse setzt diese kommerziellen Anlagen stark unter Druck und führt letztlich dazu, dass die verbleibende Stromerzeugung aus Erdgas sich vor allem aus Industrie- und Heizkraftwerken zusammensetzt. Auch Steinkohlekraftwerke produzieren 25 % weniger Strom als am Anfang des Jahrtausends, nichtsdestoweniger hält sich der Anteil an der Bruttostromerzeugung in Deutschland seit 2009 auf ungefähr 19 %. Während Gaskraftwerke langsam aus dem Markt gedrängt werden, sind es letztlich vor allem die Steinkohlekraftwerke, die deren Rolle übernehmen.

Unterstützend hierbei wirkt die das kontinuierliche Absinken des Weltmarktpreises für Kohle. So ist der Preis laut europäischer Strombörse EEX für eine Tonne Kohle von über 115 \$ im Januar 2013 auf knapp

⁵ Hierzu zählen Energieträger, die nicht zu den erneuerbaren Energien zugeordnet werden, wie z.B. Abfall, Gichtgas, Grubengas etc.

⁶ Die Daten für das Jahr 2014 sind Schätzungen.

60 \$ im Juli 2015 gesunken⁷, was mit der geringeren Nachfrage in Nordamerika in Folge des dortigen Fracking-Booms begründet werden kann. Bei der heutigen Situation in Deutschland ist davon auszugehen, dass die Kohlekraftwerke in naher Zukunft weiterhin maßgeblich die Fluktuationen an Stromproduktion ausgleichen werden müssen.

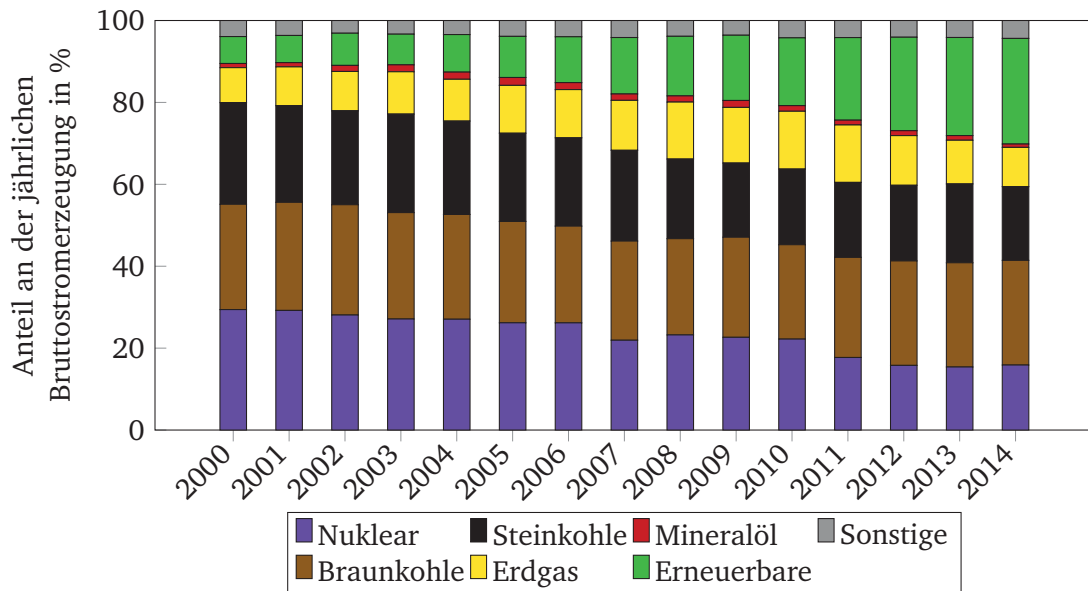


Abbildung 2.2: Anteile verschiedener Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Deutschland, Quelle: [21], eigene Darstellung

Wie die Energieversorgung sich letztlich in Deutschland zusammensetzen wird, bleibt ungewiss, da auch stets der erzwungene, sogenannte Kohleausstieg in der öffentlichen Diskussion bleibt. Kurzfristig werden vor allem die Kohlekraftwerke flexibler arbeiten müssen, um die Fluktuationen in der Stromproduktion der erneuerbaren Energien auszugleichen. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Kraftwerksmodell kann einen kostengünstigen Beitrag dazu leisten, die Flexibilität bestehender und zukünftiger Anlagen gezielt zu evaluieren und zu optimieren.

Es ist anzunehmen, dass die Umwälzungen im Energiesektor, die Deutschland zurzeit durchmacht, auf alle Nationen zukommen wird, sobald in kurzer Zeit ein massiver Zubau an fluktuierenden Stromerzeugern vorgenommen wird. Dänemark hat beispielsweise schon vor Deutschland ähnliche Erfahrungen mit der Integration von Strom aus Windkraftanlagen in das heimische Netz gemacht [22] und versucht neben technischen Innovationen auch den Strommarkt zu modifizieren [4].

Die Flexibilisierung von Kohlekraftwerken in naher Zukunft wird vor allem in Nationen mit ähnlichem Strommix wie Deutschland (Vereinigtes Königreich, Süd-Korea) und solchen Nationen, die ihren Strom überwiegend aus Kohle erzeugen (China, Indien, Australien) ein immer wichtiger werdendes Thema werden. Dazu sei auf Abb. 2.3 verwiesen, in der die jeweiligen Anteile der verschiedenen Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Jahr 2009 gezeigt sind. Von den in Deutschland gemachten Erfahrungen bezüglich der Flexibilisierung kann der Rest der Welt profitieren. Vielleicht kann das hier entwickelte

⁷ Zahlen für den Index API-CIF-ARA-(Argus-IHS McCloskey).

Modell eines Steinkohlekraftwerks ein wenig dazu beitragen, die Stromversorgung der Menschheit in einem sich wandelnden Stromerzeugungssektor zu gewährleisten.

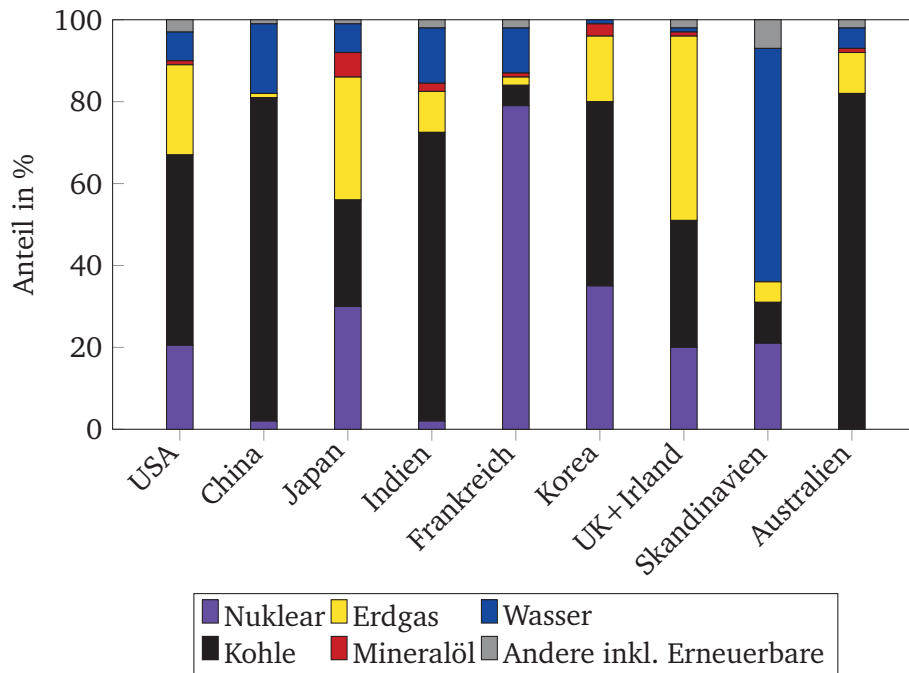


Abbildung 2.3: Anteile verschiedener Energieträger an der Bruttostromerzeugung unterschiedlicher Länder im Jahr 2009, Quelle: [23], eigene Darstellung

2.1 Kohlekraftwerke

In diesem Abschnitt soll der Fokus auf Kohlekraftwerke gelegt werden, bevor anschließend ein Blick auf die Flexibilität der (Kohle-)Kraftwerke geworfen wird. Da das Ziel dieser Arbeit ist, ein Modell der Gesamtanlage zu entwickeln, muss auch der Betrachtungswinkel erweitert werden.

Fossil befeuerte Dampfkraftwerke sind große Anlagen, in denen chemisch gebundene Energie in elektrischen Strom umgewandelt wird. Dabei werden nach Strauß mehrere Umwandlungsschritte durchlaufen [14]:

1. In der Feuerung wird durch die Verbrennung des Brennstoffs, mit Luft chemisch gebundene Energie in Wärme des Rauchgases umgewandelt. Anteile des Brennstoffs die nicht brennbar sind, wie Asche und Wasser, verlassen die Anlage in Form von Staub/Schlacke und als Dampf.
2. Im Dampferzeuger wird die Wärme des Rauchgases auf den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen und Dampf mit Frischdampfparametern von 540-600 °C und 200-300 bar erzeugt. Die restliche thermische Energie, die das Rauchgas am Austritt des Dampferzeugers hat, wird zum Teil noch zur Luftvorwärmung verwendet bzw. geht an die Umgebung verloren.
3. In der Turbine wird die thermische Energie des hochgespannten Dampfes in kinetische Energie in Form von Rotation umgewandelt.

4. Zuletzt wird die im Generator mit Hilfe des dynamoelektrischen Prinzips erzeugte kinetische Rotationsenergie in elektrischen Strom umgewandelt.

Nach Jahrzehnten der Entwicklung hat sich die Linearanordnung als zweckmäßig erwiesen [14]. Brennstoff wird in der Mahlanlage, die sich an der Seite des Dampferzeugers befindet, aufbereitet und in diesem verbrannt; die entstandenen Rauchgase geben ihre Wärme ab und verlassen die Anlage, nachdem sie alle Umweltschutzeinrichtungen passiert haben, durch den Kamin. Das Maschinenhaus mitsamt dem Wasser-Dampf-Kreislauf befindet sich meistens auf der anderen Seite des Dampferzeugers. Aufbau, Konstruktion und Feuerung unterscheiden sich im Wesentlichen nach den Brennstoffeigenschaften und dem Standort, wobei hier neben den physikalischen Umgebungsbedingungen auch die jeweilige Gesetzeslage bezüglich des Umweltschutzes eine maßgebliche Rolle spielt.

Für die Entwicklung eines geeigneten instationären Kraftwerksmodells müssen die kritischen Komponenten identifiziert und letztlich der Bilanzraum des Modells definiert werden. Schaut man kritisch auf die Komponenten, welche für das dynamische Verhalten eine Rolle spielen, wird deutlich, dass nicht viele vernachlässigt werden können. Luft- und Brennstoffversorgung, Unterdruckregelung, Luftvorwärmer, Speisewasserversorgung, Pumpen, Einspritzungen, Behälter, Rohrleitungen, Gaskanäle, thermische Speichermassen von Luftvorwärmer und Entstickungsanlage, geodätische Höhen, Turbinen, Umwälzsystem und Turbinenbypässe, um nur einige zu nennen, haben einen Anteil an der Gesamtdynamik der Anlage. Soll das Modell zusätzlich noch in der Lage sein, Störfallszenarien zu simulieren, verschiebt sich der jeweiligen Einfluss zusätzlich. Dazu ein Beispiel: Für eine Laständerung an sich ist eine genaue Abbildung der Gebläse und deren Regelungen nicht unbedingt in einem hohen Detailgrad notwendig. Wurde jedoch beispielsweise, um die Flexibilität zu steigern, die Feuerung modifiziert und soll das Anlagenverhalten nach einem Feuer-Not-Aus-Szenario überprüft werden, ist ein reales Abbilden der gesamten Luft- und Rauchgasseite unabdingbar. Es bleibt also festzuhalten, dass für das detaillierte Kraftwerksmodell bereits von vornherein der Bilanzraum maximiert werden soll.

Eine Einteilung der Kohlekraftwerke in Stein- und Braunkohlekraftwerke macht insofern Sinn, als dass Anlagen sich in mehreren technischen Aspekten, wie zum Beispiel: Reinigung, Baugröße, z.T. Zwischenüberhitzertemperaturregelung, Verschlackungsneigung, Verfügbarkeit, Brennstoffanlieferung, Mahlung und insbesondere Feuerung unterscheiden. Für Braunkohleeinheiten größer 600 MW hat sich in den letzten Jahrzehnten die Tangentialfeuerung durchgesetzt, bei dieser versorgt eine Mühle einen Brennerspiegel, wodurch kurze Wege für die notwendige Rauchgasrückführung realisiert werden können. Bei modernen Steinkohleanlagen werden vorwiegend Boxerfeuerungen oder ebenfalls Tangentialfeuerungen eingesetzt. Anders als bei Braunkohletangentialfeuerungen versorgt hier eine Mühle eine Feuerungsebene, was in Abb. 2.4 veranschaulicht ist. Insgesamt haben Braunkohleanlagen ein trägeres Verhalten und sind hinsichtlich Laständerungsgeschwindigkeiten bzw. Flexibilität (noch) nicht unter gleichem wirtschaftlichen Druck wie Steinkohleanlagen.

Geografisch befinden sich Braunkohlekraftwerke im Rheinischen-, Mitteldeutschen- oder Lausitzer-Revier und werden direkt aus den Tagebauen versorgt, während Steinkohleanlagen bis auf wenige Ausnahmen⁸ Importkohlen einsetzen.

⁸ Ein Beispiel ist das Kraftwerk Ibbenbüren, in dem Anthrazitkohle aus der lokalen Zeche in einer Schmelzkammerfeuerung verbrannt wird [24]

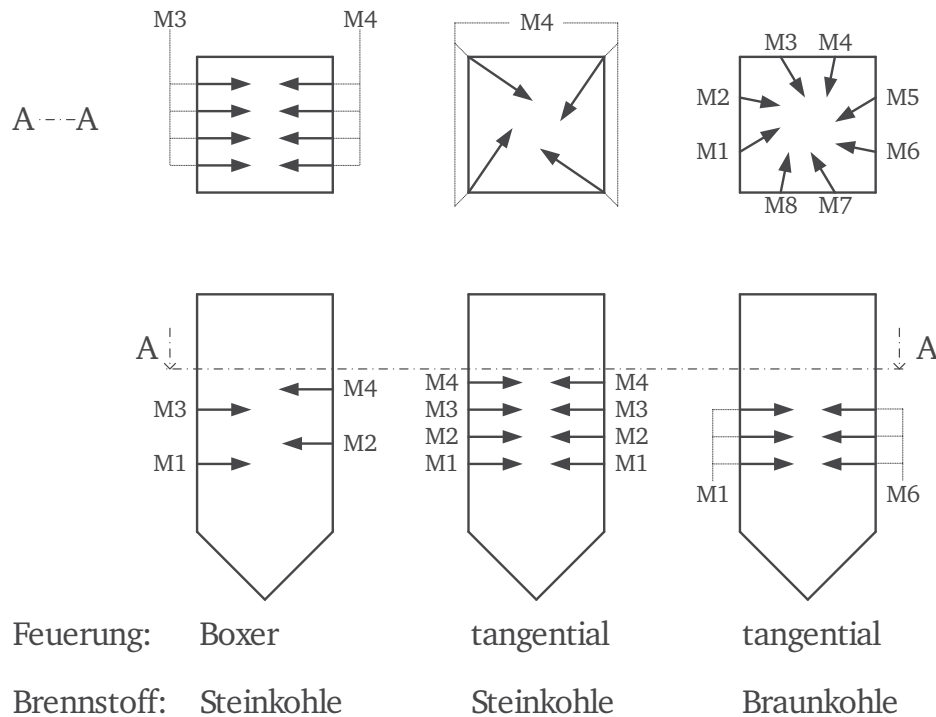


Abbildung 2.4: Feuerungsarten für Staubfeuerungen von Kohle mit trockenem Ascheabzug

2.2 Flexibilitätssteigernde Maßnahmen bei konventionellen Kraftwerken

Das klassische Anforderungsprofil konventioneller Kraftwerke hat sich massiv verändert, die oftmals geforderte Flexibilisierung ist dabei nichts anderes als ein notwendiges Anpassen an die bestehende Marktsituation. Eine Optimierung des Prozesses erfolgte dabei stets auf den nominellen Volllastfall, welcher in Zukunft eher die Ausnahme als die Regel sein wird. Alle deutschen Energieversorger arbeiten an Flexibilisierungsmaßnahmen für ihre Flotten, wobei die existierende Investitionsunsicherheit oftmals die konkrete Umsetzung verhindert. In diesem Abschnitt soll kurz der Begriff der Flexibilität näher erläutert werden. Dieser noch recht allgemeine Begriff kann in verschiedene Teilbereiche zerlegt werden [25].

- Da konventionelle Kraftwerke ihre Stromproduktion an die Einspeisung durch erneuerbare Energien anpassen müssen, werden die Anlagen mehr und mehr in Teil- und Schwachlast betrieben werden. Insbesondere bei niedrigen Strompreisen ist es anzustreben, eine möglichst niedrige *technische Mindestlast* zu erreichen. Ein Absenken der Mindestlast und damit eine Erweiterung des Lastbereiches steigert letztlich die Flexibilität der Anlage.
- Klassischerweise sind Kohle gefeuerte Anlagen hinsichtlich ihres nominellen Betriebspunkt bei Volllast optimiert, der veränderte Betrieb in den unteren Lastbereichen ist in der Regel mit hohen Wirkungsgradeinbußen verbunden. Eine *hohe Brennstoffausnutzung im gesamten Lastbereich* kann die Position der Anlage im Wettbewerb verbessern.
- Insgesamt ist es anzunehmen, dass die Stillstandszeiten, als auch die An- und Abfahrvorgänge zunehmen werden. Insofern ist es anzustreben, die in Kraftwerksanlagen auftretenden *An- und Abfahrverluste zu minimieren*.

- Die Kraftwerke müssen hohe positive und negative Lastgradienten fahren, um Netzschwankungen durch die volatile Einspeisung erneuerbaren Energien auszugleichen. Eine *Steigerung der Laständerungsgeschwindigkeit* sollte hierbei auch bei Steigerung des damit verbundenen Lebensdauerverbrauchs untersucht werden.
- Auch auf der betrieblichen Seite muss die Flexibilität gesteigert werden, so ist neben neuen Schichtmodellen auch einen am Markt sich orientierende *optimierte Revisionsplanung* einzuführen.

Die aufgezählten Punkte werden im Folgenden kurz erläutert, ein qualitativer Unterschied zwischen einem flexiblen und einem weniger flexiblen Kraftwerk bei schwankenden Strompreisen, zeigt Abb. 2.5. Höhere Laständerungsgeschwindigkeiten führen zu mehr Volllaststunden bei hohen Strompreisen und eine niedrige Mindestlast verringert den Brennstoffeinsatz zu Zeiten geringer Stromvergütung. Diese Liste erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, jedoch umfasst sie die größten Einflussmöglichkeiten und soll im Folgenden kurz näher erleuchtet werden.

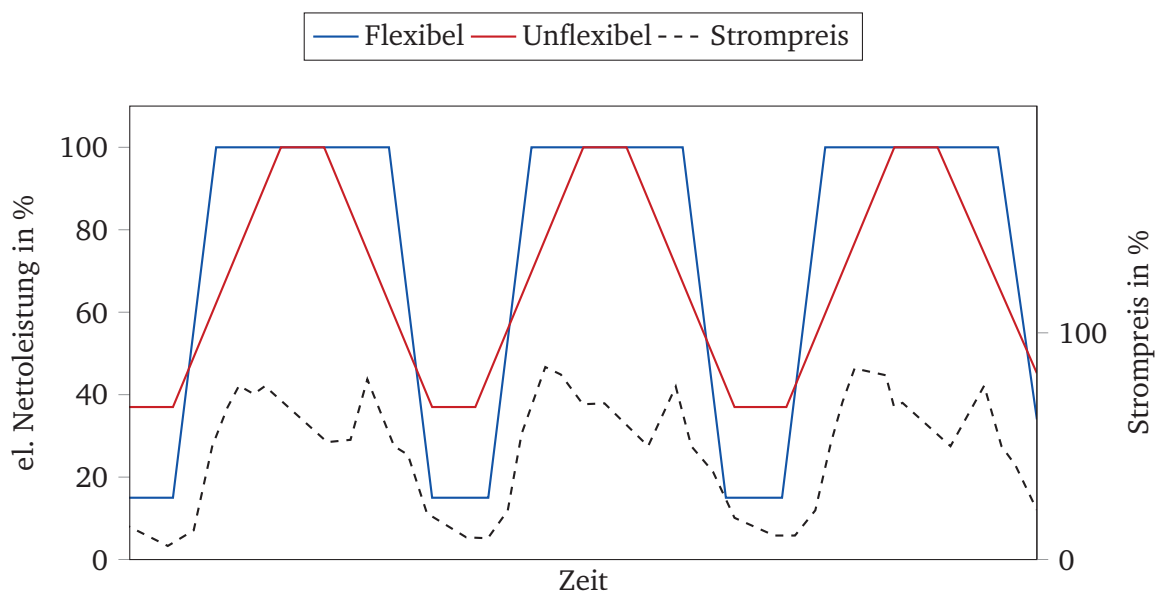


Abbildung 2.5: Vergleich zwischen einem flexiblen und einen unflexiblen Kraftwerk bei stark schwankenden Strompreisen, Quelle: [25], eigene Darstellung

2.2.1 Mindestlastbetrieb und dessen Grenzen

Die technische Mindestlast eines thermischen Kraftwerks ist ein anlagenspezifischer Parameter und hängt von den unterschiedlichsten Faktoren ab. Es gibt dabei nicht eine spezielle Komponente, welche die Mindestlast für jedes Kraftwerk bzw. Dampfkraftwerk vorgibt. Obgleich im Rahmen dieser Arbeit eine kohlegefeuerte Anlage untersucht wird, soll kurz auf die technische Mindestlast bei erdgasgefeuerten Kraftwerken eingegangen werden. Die folgenden Ausführungen stützen sich vor allem auf das Fachbuch von Lechner [16]. Da Gasturbinen mit einer konstanten Drehzahl von 50 oder 60 Hertz betrieben werden, kann der angesaugte Luftmassenstrom nicht variiert werden und ein Absenken der eingebrachten thermischen Leistung durch Reduktion an Brennstoffmassenstrom führt zu einem Absinken der Turbinen-eintrittstemperatur und damit einhergehend einem Sinken des Wirkungsgrads für den Prozess. Dieses

Problem kann durch verstellbare Leitschaufeln umgangen werden, hierbei werden eine oder mehrere Verdichterleitschaufeln verstellbar ausgeführt, wodurch das Verdichterkennfeld beeinflusst werden kann. Somit kann der Luftmassenstrom geregelt werden und die Turbineneintrittstemperatur über einen breiten Lastbereich konstant gehalten werden. Gasturbinenkraftwerke haben jedoch kaum Anreiz, ihre Mindestlast weiter abzusenken, um An- und Abfahrvorgänge zu vermeiden, da diese ohnehin kurz sind und kein teurer Sekundärbrennstoff eingespart werden muss. Eine Ausnahme können Heizkraftwerke, welche Fernwärme oder Prozessdampf bereitstellen müssen, sein. Es kann hier sinnvoll sein, den Abhitzedampferzeuger (AHDE) mit Zusatzfeuerung und eigenem Frischlüfter auszuführen, um bei niedrigen Strompreisen Dampf bei stillstehender Gasturbine bereitzustellen.

Einige Heizkraftwerke in Deutschland besitzen einen gasgefeuerten Dampferzeuger. Fluide Brennstoffe lassen sich üblicherweise gut dosieren und die Flammen brennen auch bei niedrigen thermischen Leistungen. Die Grenze der Mindestlast ist hier auf der Wasser-Dampf-Seite zu finden. So konnte beispielsweise das Heizkraftwerk (HKW) Lichterfelde in seinem Block 3 (150 MW el.) die technische Mindestlast mit einigen regelungstechnischen Maßnahmen von 40 % (60 MW) auf 23,3 % (35 MW) absenken [26]. Dies trifft auch für große Anlagen, wie sie Ausland zu finden sind, zu, beispielsweise das Kraftwerk Kawagoe⁹. Als das überkritische gasgefeuerte Kraftwerk in Japan 1989 in Betrieb genommen wurde, wurde es mit einer minimalen Last von 10 % dauerhaft betrieben, ohne dass es zu Problemen im Wasser-Dampf-Kreislauf kam [27]. Die Grenze für den kommerziellen Betrieb wurde jedoch später auf 30 % angehoben da mit Korrosion durch NaCl im Trocken-Nass-Übergangsbereich in der Niederdruckturbine (NDT) gerechnet wurde. Letztendlich sind jene Dampferzeuger, welche Gas oder Öl als Brennstoff einsetzen, auf Grund der hohen Brennstoffkosten und des niedrigeren Wirkungsgrads im Vergleich zu GuD-Anlagen, stets im Nachteil und werden wohl in naher Zukunft nur in Nischenanwendungen und im Ausland zu finden sein.

Bei den deutschen Kernkraftwerken liegt die im Betrieb angefahrne untere Lastgrenze je nach Anlage bei 30 bis 50 % [28]. Die Kernkraftwerke können im Schwachlastbetrieb bei ca. 15 % gefahren werden, wobei hier zum Teil die Frischdampfumleitstationen zur Druckregelung aktiv sind [29]. In diesem Fall sinkt zwar die Generatorleistung, die eingebrachte thermische Leistung jedoch nicht im gleichen Maß.

Im Folgenden wird kurz die technische Mindestlast bei Stromerzeugungsanlagen mit festen Brennstoffen erläutert, dabei wird sich auf trockene Staubfeuerungen beschränkt. Aus feuerungstechnischer Sicht ist es im Wesentlichen die Flammenstabilität, die in den heute üblichen direkten Feuerungssystemen die minimale eingebrachte thermische Leistung in die Anlage limitiert. Ein Unterschreiten der Stabilitätsgrenze führt zum Verlöschen der Flamme und sollte möglichst vermieden werden. Die Verbrennung von Brennstoffpartikeln erfolgt nach den Schritten Trocknung, Pyrolyse, Zündung, Verbrennung der flüchtigen Bestandteile und abschließend die Verbrennung des Restkohlenstoffs [15]. Damit der Brennstoff sicher verbrennt, müssen verschiedene Bedingungen herrschen: Die Temperatur muss höher als die Zündtemperatur sein, damit es zum Durchzünden des Partikels kommen kann, und es muss ein ausreichendes Angebot an Sauerstoff geben. Außerdem muss die durch chemische Reaktionen umgesetzte Energie pro Zeit größer sein, als der Anteil, der an die Umgebung dissipiert. Des Weiteren muss es Ge-

⁹ Die Anlage hat einen Frischdampfdruck von 319 bar, setzt LNG als Brennstoff ein und hat eine Leistung von 700 MW [27].

bierte geben, in denen die Strömungsgeschwindigkeit des zugeführten Brennstoff-Luftgemischs der Flammengeschwindigkeit entspricht [30]. Eine zu große Strömungsgeschwindigkeit führt zum Ablösen der Flamme, eine zu geringe kann einen Flammenrückschlag bewirken. Zur Vermeidung des Rückschlags herrscht im Brennerhals eine höhere Strömungsgeschwindigkeit, welche kontinuierlich gesenkt wird. Bei den für Tangentialfeuerungen eingesetzten Strahlbrennersystemen spielen die Scherkräfte zwischen Primär- und Sekundärluft eine entscheidende Rolle für die Verbrennung. Odgen hat in seiner Arbeit [31] den Einfluss des Geschwindigkeitsverhältnisses auf die Flammenstabilität untersucht und konnte zeigen, dass ein Sekundärluftgeschwindigkeit zu Primärluftgeschwindigkeitsverhältnis von mindestens 1 herrschen sollte, um einen ausreichenden Grad an Turbulenz und somit eine gute Vermischung zu bewirken.

Zur Verbesserung der Flammenstabilität, beschäftigt sich die Forschung mit der Charakterisierung von Brennstoffen und deren Zündverhalten bzw. deren Zündtemperatur, welches oft als Maßstab für die Flammenstabilität genommen wird. Es sollen kurz die Einflussmöglichkeiten auf die Zündtemperatur diskutiert werden. Eine feinere Aufmahlung beispielsweise vergrößert die spezifische Kornoberfläche des Brennstoffs, wodurch die Wärme- und Stoffübertragungskoeffizienten vergrößert werden [30]. Dadurch wird die Zündtemperatur im Allgemeinen abgesenkt und die flüchtigen Bestandteile können leichter aus dem Feststoff ausgetrieben werden und sich entzünden [32] [33]. Da sich die Feinheit des Mahlguts in modernen Mühlen zu einem gewissen Grad erhöhen lässt, ist eine Erhöhung der Feinheit eine mögliche Maßnahme zur Absenkung der Minimallast, wobei die spezifische Mahlarbeit steigt und Sicherheitsaspekte beachtet werden müssen.

Eine andere wichtige Eigenschaft, um die Zündtemperaturen zu beeinflussen, ist der Anteil an flüchtigen Bestandteilen. Kohlen mit hohem Anteil an flüchtigen Bestandteilen weisen auch eine niedrige Zündtemperatur auf und gelten als besonders zündwillig [34]. Die genaue Zündwilligkeit der Kohle muss experimentell bestimmt werden und ist nicht aus der Elementaranalyse erkennbar, so gelten nordamerikanische Kohlen als sehr gut entzündbar, während südafrikanische als weniger gut entzündbar gelten [34]. Die bisherigen praktischen Untersuchungen zur Mindestlast setzen im unteren Lastbereich besonders zündwillige bzw. hochflüchtige Kohlemischungen ein und empfehlen das Nachrüsten vom Flammenwächtern zur Überwachung der Flammenstabilität [35][36]. Es muss jedoch beachtet werden, dass Brennstoffe mit feinerer Ausmahlung und höherem Anteil an flüchtigen Bestandteilen auch eine kürzere Flamme haben und sich der Wärmeeintrag von den Konvektionsheizflächen weiter zu den Strahlungsheizflächen verschiebt.

Neben der Flammenstabilität muss auch der minimale Kohledurchsatz der Mühle beachtet werden damit diese stabil arbeitet. Hier kann eine indirekte Feuerung, bei der der Austrag aus der Mahlanlage in einen Vorhaldebunker gefahren wird, die Lösung sein [37]. Solche Systeme sind seit Jahrzehnten bekannt, aber kaum in kommerziellen Großanlagen im Einsatz [34]. Bei allen Maßnahmen zur Absenkung der Mindestlast sollte eine Stützfeuerung mit teuren Sekundärbrennstoffen wie Öl oder Gas vermieden werden, vielmehr ist es anzustreben, in diesem Fall feste Brennstoffe wie Trockenbraunkohle oder Biomasse zur Unterstützung einzusetzen [35] [37].

Es wurde beobachtet, dass der Betrieb bei niedrigen Lasten eine erhöhte Emission an CO zur Folge hat und die Menge an Restkohlenstoff in der Kesselasche zunimmt, diese beiden Entwicklungen limitieren die minimale Last jedoch nicht, da die hier geltenden Grenzwerte nicht gefährdet sind [38].

Die niedrigen Rauchgasgeschwindigkeiten bei Teillast führen zu niedrigerem Wärmeeintrag in den konvektiven Heizflächen, wodurch die Frischdampfparameter nicht mehr gehalten werden können. Zwar kann durch eine stark überstöchiometrische Fahrweise dies teilweise ausgeglichen werden, dennoch muss bei niedrigen Lasten ein Absenken der Dampftemperaturen in Kauf genommen werden [38]. Hohe Luftzahlen führen jedoch auch zu einem Absenken der gaseitigen Dampferzeugeraustrittstemperatur, diese sollte jedoch bei Anlagen mit einer High-Dust Entstickungsanlage nicht unter 280 °C fallen, da ansonsten die Grenzwerte möglicherweise nicht mehr eingehalten werden können. Abhilfe hierbei kann eine Economizierumfahrung auf der Gas- bzw. Wasser-Dampf-Seite schaffen [35].

Die niedrigen Rauchgasvolumenströme bei Schwachlastfahrten beeinflussen Strömungsverhältnisse im Rauchgassystem und können zu Staubablagerungen führen. Die Abscheidung in der Entstickungsanlage (DeNOx) - sofern die minimale Betriebstemperatur nicht unterschritten wird - und im elektrostatischen Filter werden durch die nun längere Verweilzeit eher begünstigt und stellt kein Problem für die Anlagen dar [35]. Die Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) wird hingegen nicht im optimalen Betriebspunkt gefahren und es muss mit einem höheren Eigenbedarf gerechnet werden. Die niedrigen Geschwindigkeiten benachteiligen hierbei die Abscheidung, da durch den geringeren Auftrieb auch die Verweilzeit der Tropfen sinkt, wodurch die Reaktion erschwert wird [35].

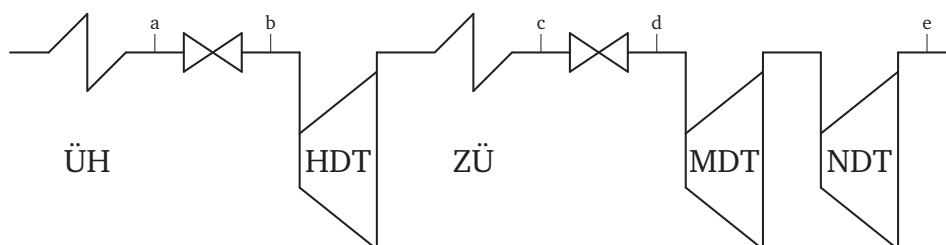


Abbildung 2.6: Turbosatz eines Kraftwerks mit einfacher Zwischenüberhitzung

Die meisten Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs können ohne Probleme mit niedrigen Mengen von Arbeitsmedium umgehen. Die Komponente, welche den schwersten Belastungen ausgesetzt ist, ist der Turbosatz, der schematisch für ein Kraftwerk mit einfacher Zwischenüberhitzer (ZÜ) in Abb. 2.6 illustriert ist. Im Mindestlastbetrieb kann unter Umständen die Dampftemperatur am Austritt der Überhitzer (ÜH) (2.6a) nicht gehalten werden, wodurch möglicherweise der Lebensdauerverbrauch steigt. Da im Mindestlastbetrieb der Durchlaufdampferzeuger im Umwälzbetrieb gefahren wird, ändert sich auch konsequenterweise der Druck, allerdings führt die Drosselung der Festdruckregelung zu einem weiteren Temperaturabfall vor der Turbine (2.6b). Analog dazu verhält sich das Zwischenüberhitzersystem, wo ebenfalls mit deutlich niedrigeren Temperaturen zu rechnen ist (2.6c und d). Der kritische Punkt ist jedoch das hintere Ende der NDT (2.6e), da die Kombination von niedrigen Massenströmen und großen Querschnitten zu ungewünschten Strömungsphänomenen, wie Rückströmungen führen kann. Wie alle Komponenten in existierenden Kraftwerken ist auch die Niederdruckturbinenstufe auf den Volllastpunkt ausge-

legt, und abweichende Zustände können zu unerwünschten Nebeneffekten führen. Als besonders kritisch erweist sich der Umstand, dass die Niederdruckturbine ins Nassdampfgebiet entspannt und Tröpfchen durch Rückströmungen in den vorderen Teil der Turbine gelangen und erhebliche Schäden verursachen können. Das Phänomen der sogenannten Ventilation bei teilbeaufschlagten bzw. im Leerlauf befindlichen Turbinen ist seit Beginn der Dampfturbinentechnologie bekannt und die damit einhergehenden Verluste werden untersucht und quantifiziert [40] [41] [42]. Der Ventilationsbetrieb, bei dem sich nach Schmidt [39] Ventilationswirbel abwechselnd zwischen Welle und Nabe ausbilden und sich die Hauptströmung mäanderförmig durch die Turbine bewegt, ist in Abb. 2.7 schematisch dargestellt. Er birgt dabei das Potenzial, die Turbine durch hohe thermische und mechanische Beanspruchung zu schwächen oder gar zu schädigen, wobei auf eine Darstellung der Schädigungsmechanismen verzichtet werden soll.

Die genaue Belastungsgrenze ist designspezifisch und kann nicht allgemein vorausgesagt werden. Es bleibt festzuhalten, dass für den minimalen Lastbetrieb angestrebt werden sollte, die Dampfmenge durch die Turbine, insbesondere die Niederdruckturbine, möglichst hochzuhalten. Prinzipiell bieten sich folgende Möglichkeiten an:

1. Zur Kontrolle der Temperatur am kalten Ende des Rauchgases und zur Vermeidung von Korrosion im Luftvorwärmer (LUVO) durch Unterschreitung des Säuretaupunktes setzen viele Anlagen Dampf zur Frischluftvorwärmung ein. Da die Anlagen bei tiefen Teillasten oft mit großen Luftzahlen gefahren werden, steigt die hierzu entnommene Dampfmenge überproportional an. Zur Vermeidung hierzu kann eine heiße Luftzirkulation um den Luftvorwärmer nachgerüstet werden, die nur für geringe Teillasten ausgelegt werden muss [43]. Alternativ kann auch eine präzise online Berechnung des Säuretaupunktes eingeführt werden, wodurch die erforderliche Wärmemenge sinkt [44]. Zu guter Letzt kann unter Umständen eine Inkaufnahme von Korrosion am kalten Ende sinnvoll sein, wenn die positiven ökonomischen Aspekte überwiegen, was jedoch im Einzelnen bewertet werden muss.
2. Anlagen, bei denen die Speisewasserpumpe mit einer Speisewasserantriebsturbine (SPAT) angetrieben wird, sind zusätzlich zum An- und Abfahren auch mit einer elektrisch angetriebenen Speisewasserpumpe ausgerüstet. Ein Teillastbetrieb mit dieser elektrischen Pumpe reduziert ebenfalls den Prozessdampfverbrauch der Anlage.
3. An vielen Standorten existieren Dampfsammelschienen auf verschiedenen Druckniveaus. Befindet sich nun einer von mehreren Blöcken im Mindestlastbetrieb, kann es sinnvoll sein z.B. die Niederdruckturbine dieses Blockes mit zusätzlichem Dampf aus den Sammelschienen zu versorgen.
4. Kraftwerke verfügen zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads über mehrere Speisewasservorwärmer, die mit Dampf versorgt werden. Ein gezieltes Drosseln oder Schließen von Anzapfungen führt zu einem Anstieg der Dampfmenge in der Turbine.

Neben der Sicherstellung einer ausreichenden Dampfmenge gibt es Konzepte mit technischen Maßnahmen, die Ventilation bzw. deren Auswirkungen zu beherrschen, so hat [45] vorgeschlagen, die letzten Turbinenstufen durch ein Gemisch aus Dampf und Kondensat über die vorhandenen letzten Anzapfungen gezielt zu kühlen.

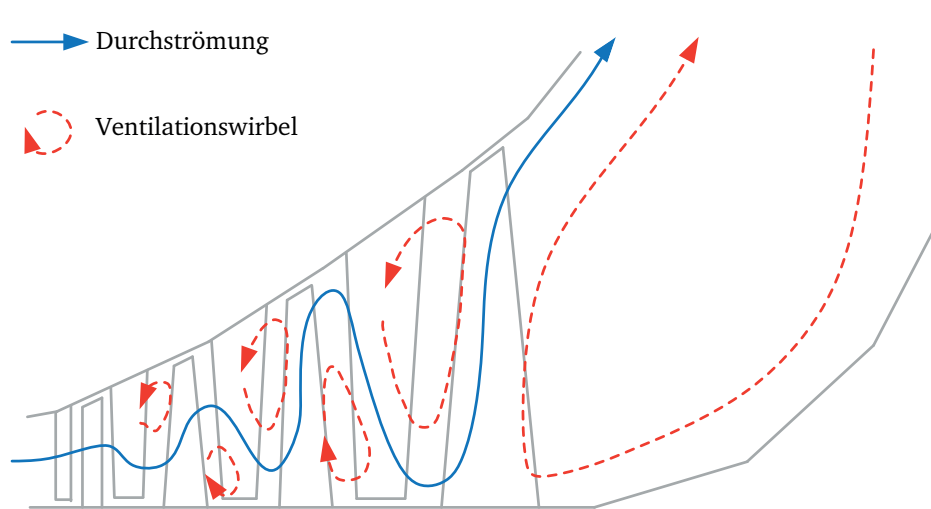


Abbildung 2.7: Durchströmung einer Niederdruck-Dampfturbine im Ventilationsbetrieb, Quelle: [39], eigene Darstellung

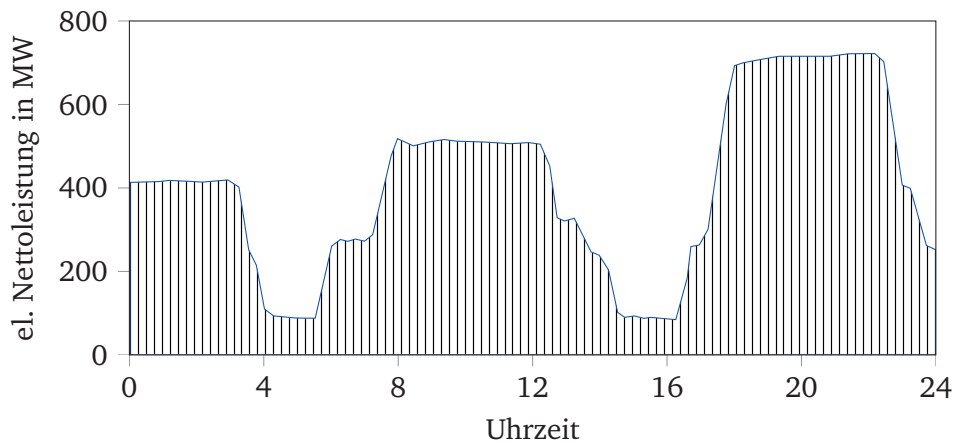


Abbildung 2.8: Fahrtdiagramm vom Kraftwerk Bexbach am 17. September 2011, Quelle: [36], eigene Darstellung

Der genaue technische Mindestlastpunkt ist ein anlagenspezifischer Parameter, welcher durch den Einsatz geeigneter Maßnahmen weiter abgesenkt werden kann. So schien ein dauerhafter Lastbetrieb für konventionelle Kohlekraftwerke von 15 % früher als nahezu ausgeschlossen. Nichtsdestoweniger ist es durch konsequente Optimierung bereits gelungen, diese Grenze für ausgewählte Kraftwerke zu unterbieten [36]. Beispielhaft ist hierzu ein Fahrtdiagramm vom 17. September 2011 des Kraftwerks Bexbach in Abb. 2.8 gegeben, in welchem die Mindestlast von 90 MW zweimal angefahren wurde. Eine Übersicht über die Mindestlast ausgewählter Dampfkraftwerke ist in Tab. 2.1 zusammengefasst.

Folgerung für das Kraftwerksmodell

Eine Kerneigenschaft des zu entwickelnden Kraftwerksmodells ist die Forderung, ein möglichst breites Lastspektrum abzudecken. Während in Vergangenheit hier der Zweimühlenbetrieb die Feuerungsleistung beschränkt hat und als untere Grenze oft der Bensonpunkt herangezogen wurde, haben Hersteller und Betreiber Maßnahmen ergriffen, um die Mindestlast immer weiter abzusenken. Dem muss das zu

erstellende Modell Folge leisten, d.h. das gesamte Umwälzsystem mit den entsprechenden Regelungen muss implementiert werden. Ebenso müssen Mindestdruckhaltung im Hochdruck- und Zwischenüberhitzersystem berücksichtigt werden. Da im Teillastbetrieb die Economizereintrittstemperatur massiv sinkt, ist es sinnvoll, den gesamten Wasser-Dampf-Kreislauf mitsamt Vorwärmern abzubilden. Um die zuvor genannten Maßnahmen auf der Wasser-Dampf-Seite zur weiteren Mindestlastabsenkung evaluieren zu können, sollten auch Nebensysteme wie Dampflluftvorwärmer und Anfahrspisewasserpumpen berücksichtigt werden.

Wird ein Kraftwerk in niedriger Teillast oder in Mindestlast betrieben, hat dies weitreichende Folgen für die Gas-Seite der Anlage. Beim Ausschalten einzelner Feuerungsebenen verschiebt sich der Wärmeeintrag in verschiedenen Heizflächen im Dampferzeuger mitunter signifikant. Oftmals können die Frischdampfparameter in der Anlage nicht gehalten werden, weswegen das Speichervermögen von thermischer Energie des Dampferzeugersystems ebenfalls an Bedeutung gewinnt. Ein möglichst hoher Detailgrad bei der Abbildung des Dampferzeugers ist anzustreben, um mit dem Modell zufriedenstellende Ergebnisse in Teillast zu erhalten.

2.2.2 Hohe Brennstoffausnutzung im ganzen Lastbereich

Seit einigen Jahrzehnten werden große Dampfkraftwerke im sogenannten Gleitdruck betrieben, hierbei stellt sich der Druck am Turbineneintritt entsprechend der Last ein und gleitet frei. Die existierenden Anlagen sind meist für den Betrieb nahe dem Volllastpunkt ausgelegt und optimiert. Durch den vermehrten Einsatz von Teil- und Schwachlast werden konventionelle Anlagen jedoch immer weniger am technisch optimierten Volllastpunkt betrieben und der spezifische Wärmeverbrauch der Anlage steigt an. Die Gründe hierfür sind vielfältig:

- Durch die geringeren Volumenströme verändern sich die Anströmungen in den Turbomaschinen, insbesondere in den Ventilatoren und Pumpen, wodurch die Komponentenwirkungsgrade sinken und in letzter Konsequenz der spezifische Eigenbedarf der Anlage steigt.
- Analog dazu führen die niedrigeren Dampfvolumenströme zu Fehlanströmungen in den Turbinenstufen und außerdem zu einem Absinken der isentropen Wirkungsgrade und so zu einer Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrads (vor allem im niedrigen Teillastbetrieb).
- Im Teillastbetrieb herrschen in der Anlage prinzipiell die gleichen Temperaturen wie im Volllastpunkt. Die absoluten Wärmeverluste an die Umgebung sind dementsprechend hoch und bewirken ein Absinken des Dampferzeugerwirkungsgrads in Teillast.
- Die Luftzahl liegt im Teillastbetrieb z.T. deutlich über dem Volllastwert, wodurch der Bedarf an elektrischer Gebläseantriebsleistung steigt.
- Für den Kreisprozess auf der Wasser-Dampfseite bedeutet der Teillastbetrieb immer ein Absinken des Frischdampfdrucks, wodurch die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr sinkt und die vom Kreisprozess umschlossene Fläche im T-s-Diagramm schrumpft. Der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses sinkt zwischen 100 und 50 % Last in einem modernen Block um ca. 4,2 %-Punkte [46].

Tabelle 2.1: Mindestlast bei ausgewählten Dampfkraftwerken

Anlage	Brennstoff	Mindestlast	Stand	Quelle
HKW Heilbronn 7	Steinkohle	15 %	2012	[36]
Bexbach	Steinkohle	12,5 %	2012	[36]
Schwarze Pumpe	Braunkohle	47 % (Potenzial: < 40 %)	2013	[47]
Niederaußem K	Braunkohle	50 %	2012	[48]
HKW Lichterfelde	Erdgas	23,3 % (alt: 40 %)	2008	[26]
Kawagoe	LNG	30 % (10 % möglich)	1994	[27]

Wurde früher ein höherer spezifischer Wärmeverbrauch in Teillast in Kauf genommen, sind heute Betreiber und Hersteller dazu übergegangen, ihre Anlagen weiter zu optimieren.

Einige der genannten Punkte wie z.B. der Wärmeverlust an die Umgebung sind unvermeidlich und müssen in Kauf genommen werden. Andere lassen sich zumindest reduzieren, so kann beispielsweise bei zwei parallel arbeitenden Rauchgaspfaden ab einer Last kleiner 50 % eine außer Betrieb genommen werden, womit die Komponenten wieder mit etwas höheren Wirkungsgraden betrieben werden können.

Im Folgenden soll kurz auf die Vorschläge von Wechsung, welcher Maßnahmen zum optimierten Teillastbetrieb genannt hat, eingegangen werden [46]. In dieser Veröffentlichung wurde vor allem der Lastbereich von 50 bis 100 % im stationären Zustand betrachtet. So wird vorgeschlagen, die zulässigen Materialgrenzen der Zwischen- und Endüberhitzer besser auszunutzen und die Dampftemperaturen in Teillast um bis 20 K anzuheben, wodurch der Wirkungsgradverlust abgeschwächt wird. Die Variante ist insofern interessant, als dass sie ohne Investitionen in neue Anlagenkomponenten verwirklicht werden kann. Für transiente Vorgänge, d.h. schnelle Laststeigerungen, muss die Abstimmung mit der Frischdampftemperaturregelung sichergestellt werden, um unzulässige Temperaturspitzen zu vermeiden.

Ein anderes vorgestelltes Konzept sieht vor, einen weiteren Hochdruckvorwärmer stromauf des Economizers zu platzieren, dieser kommt nur bei Teillast zum Einsatz und dient zur Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr. Hiermit ist es möglich, den sinkenden Temperaturen in den Turbinenanzapfungen entgegenzuwirken und den Wirkungsgrad leicht zu erhöhen. Die neue Anzapfung muss entweder nachgerüstet werden oder kann, falls bereits vorhanden, an einer Überlaststufe angebracht werden.

Senkt man die Mindestlast, wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben, weiter ab, verringert sich der Anlagenwirkungsgrad mitunter signifikant. Hänichen hat in seiner Arbeit über das Teillastverhalten eines Großkraftwerks verschiedene Lastpunkte untersucht [49]. Die Differenz des Gesamtwirkungsgrads zwischen Volllastpunkt (100 %) und Bensonpunkt¹⁰ (37 %) beträgt hier ca. 4 %-Punkte, während diese Differenz zwischen Volllastpunkt und Mindestlast (12,5 %) mit bereits über 16 %-Punkten angegeben wird.

Folgerung für das Kraftwerksmodell

Eine hohe Brennstoffausnutzung im Teillastbetrieb ist eine Aufgabe für die Prozessoptimierung, für welche üblicherweise eine stationäre Betrachtung genügt. Jedoch kann, falls die zuvor vorgeschlagenen

¹⁰ Der Lastpunkt, bei dem die Anlage gerade noch im Durchlauf gefahren werden kann.

Maßnahmen implementiert wurden, mit Hilfe des dynamischen Modells das Laständerungsverhalten untersucht werden. Eine konkrete Anforderung an das Kraftwerksmodell ist ein modularer Aufbau mit einer logischen Struktur und einer gegebenen Modifizierbarkeit.

2.2.3 Minimierung von An- und Abfahrverlusten

Konventionelle Kraftwerke müssen in Zeiten mit hoher Einspeisung von Wind- und Solarenergie immer häufiger ab- und wieder angefahren werden. Üblicherweise sind Anlagen für eine bestimmte Anzahl an Volllaststunden¹¹ und eine vorgegebene Anzahl an Anfahrvorgängen ausgelegt. Ein Anfahrvorgang ist ein transienter Vorgang, welcher die Lebensdauer der Bauteile herabsetzt. Werden dabei die vorgegebenen Druck- und Temperaturbereiche nicht eingehalten, können dabei Bauteile geschädigt werden. Das Ausmaß dieser Schädigung hängt maßgeblich von den Anfangsbedingungen des Startvorgangs ab. Man unterscheidet hierbei zwischen Kalt-, Warm- und Heißstart, die nach [50] wie folgt definiert sind:

- Beim *Kaltstart* sind die Bauteile drucklos und haben Umgebungstemperatur. Vor einem Kaltstart steht die Anlage typischerweise über 50 h still. Als Beispiel kann hier das Anfahren nach einer Revision genannt werden.
- Der *Warmstart* ist die häufigste Startvariante, hierbei war die Anlage zwischen 8 und 50 h außer Betrieb, was einem Abstellen am Wochenende entspricht. Die Anlage ist hierbei fast drucklos und die Bauteiltemperatur entspricht der 0,2-0,8fachen Nenntemperatur.
- Von einem *Heißstart* spricht man bei Stillstandszeiten unter 8 h. Die Bauteiltemperatur ist ungefähr gleich der 0,8fachen Nenntemperatur und der Druck im System ist etwas unter dem Druck im Mindestlastbetrieb.

Die modernen großen europäischen und insbesondere die deutschen Kraftwerke sind üblicherweise schon auf ein häufiges An- und Abfahren ausgelegt. So besitzen sie in der Regel entwässerbare Überhitzersysteme und setzen oftmals eine Abscheideflasche mit Umwälzpumpe ein. In diesen Anfahrssystemen wird dem Durchlaufsystem im Economizer und Verdampfer mit Hilfe der Umwälzpumpe ein Zwangumlauf überlagert, welcher das nicht verdampfte Wasser zurückführt. Hierbei sind die Anfahrverluste am geringsten, da die im Wasser vorhandene Wärmemenge nicht verloren geht. Die höheren Dampferzeugereintrittstemperaturen verbessern außerdem die Strömungsstabilität, senken die Gefahr von Taupunktunterschreitung im Economizerbereich und erlauben ein materialschonendes Anfahren. In älteren bzw. nicht-europäischen Anlagen werden auch andere Anfahrssysteme mit Ablaufwärmeübertrager, Ablauf zum atmosphärischen Entspanner, Ablauf zum Speisewasserbehälter, wasserdurchspeisten Überhitzersystem und Druckhaltung im Verdampfer eingesetzt, auf welche jedoch nicht im Einzelnen eingegangen werden soll [51].

Das Anfahren eines Dampferzeugers erfolgt mit dem Sekundärbrennstoff, üblicherweise Heizöl S, welcher ab einer gewissen Temperatur durch Kohle ersetzt wird. Es wird dabei angestrebt, den Prozess des Anfahrens möglichst kurz zu gestalten. Die Dauer, in der die eingesetzte, chemisch gebundene, Energie nicht in elektrische Energie gewandelt wird, bestimmt maßgeblich die energetischen Verluste

¹¹ z.B. 200.000 h

des Anfahrens. Je länger die Anlage steht, desto behutsamer muss sie angefahren werden, um die Materialbeanspruchung gering zu halten. Aus ökonomischer Sicht sollten neben einer möglichst kurzen Anfahrzeit auch der Einsatz von teuren Sekundärbrennstoffen minimiert werden. Es wurde vorgeschlagen, zündwillige feste Brennstoffe mit einem hohen Anteil an flüchtigen Bestandteilen zur Substitution von edlen Sekundärbrennstoffen einzusetzen [52]. Diese werden in Drallbrennern eingesetzt und müssen auch bei kalten Brennraumwänden sicher zünden. In Frage kommen hierbei z.B. Trockenbraunkohle und spezielle Biomasse.

Folgerung für das Kraftwerksmodell

Zwar wurde bei dem Ableiten der Aufgabenstellung (vgl. Kap. 1.3) der Anfahrprozess als Anforderung ausgeschlossen, doch sind die meisten dafür nötigen Komponenten bereits durch die Anforderung an die Mindestlastfähigkeit definiert. So sind Umwälzsystem, Schwachlastpumpen, Regelungen, Druckhaltung und einzelne Feuerungsebenen bereits gefordert. Auch die Hoch- und Niederdruckumleitstationen mit samt ihren Einspritzkühlern sind durch die Forderung gegeben, dass Störfälle in neuen Betriebspunkten einfach gerechnet werden können. Auch hier zeigt sich die Anforderung einer einfachen Erweiterbarkeit des Modells, damit zukünftige Problemstellungen effizient bearbeitet werden können. Konkrete notwendige Anforderungen zur Simulation von Warm- oder Heißstarts wären die Implementierung von Ölbrennern, Speisewasserpumpenanfahrregelung mit Ventilen, Evakuierung des Kondensators, diverse kleinere Nebensysteme und die gesamte Anfahrregelung inklusive aller Schrittketten. Möchte man jedoch einen Kaltstart und somit einen Start aus Umgebungstemperatur und -druck rechnen, verkompliziert sich das Modell signifikant, da zum einen der gesamte Überhitzer- und Zwischenüberhitzerbereich mit einem Schlupf-Modell für Dampf- und Wasserphase aufgebaut werden muss¹² und zum anderen zusätzlich alle Entlüftungen und Entwässerungen sowie diverse Vorwärmsysteme berücksichtigt werden müssen. Auch numerisch erzeugt die, durch die kalten Rohrleitungen, auftretende Kondensation neue Probleme.

2.2.4 Hohe Lastgradienten und Lastsprünge

Auf Grund wechselnder Umweltbedingungen und der daraus resultierenden schwankenden Einspeisung an Elektrizität aus Wind- und Solaranlagen müssen konventionelle Kraftwerke immer schnellere Lastwechsel fahren können. Im Jahr 2011 ist die Windeinspeisung des Netzbetreibers Tennet am 19. Juni innerhalb von 9 Stunden um 6,5 GW zurückgegangen [53][54]. Kraftwerke müssen beim Beginn der Einspeisung durch Solaranlagen am Vormittag immer mehr zurückgefahren werden und anschließend bei sinkender Sonnenintensität wieder hoch. Parallel dazu kann die Einspeisung von Windenergie die Effekte noch verstärken. Die weiteren Ausführungen in diesem Teilabschnitt beziehen sich ausschließlich auf im Gleitdruck betriebene Steinkohlegefeuerte Kraftwerke mit Durchlaufdampfzeuger.

Möchte man eine erhöhte Last in einem Kraftwerk anfahren, muss zum einen die zugeführte Energie in Form von Brennstoff gesteigert werden und zum anderen die in den Dampfzeuger eingespeiste Wassermenge, die diese zusätzliche Energie aufnimmt, erhöht werden. Durch den erhöhten Massenstrom steigt

¹² Ein Schlupfmodell ermöglicht eine unterschiedliche Geschwindigkeit zwischen den beiden Phasen, was insbesondere in einem Kaltstart-Szenario von Bedeutung ist.

der Druck im Dampferzeuger und durch die sich ändernde Dichte des Wassers wird zunächst Wasser in den Dampferzeuger eingespeichert, weswegen der Dampferzeuger zunächst mit Brennstoff und Speisewasser übersteuert wird [51]. Neben der Dichte hat auch der sich verlagernde Verdampfungsendpunkt Einfluss auf die eingespeicherte Wassermenge. Dieser hängt wiederum ebenfalls vom sich ändernden Wärmeeintrag ab, der von Rauchgasgeschwindigkeit, Flammenlänge usw. abhängt. Das Kraftwerk kann durch eine geeignete Regelung diese Effekte berücksichtigen, weswegen die konkrete Laständerungsgeschwindigkeit letztlich nur von der Feuerung abhängt [51]. In Staubfeuerungen dominiert die direkte Feuerung, bei der der Mahlprozess direkt mit der Feuerung gekoppelt ist. Um die Last bei diesen Systemen zu erhöhen, wird der Brennstoffstrom über Zuteilerdrehzahl, d.h. die Rohkohlemenge zur Mühle, erhöht und anschließend in der Mühle gemahlen. Der gemahlene Kohlenstaub wird von der Primärluft pneumatisch zum Brenner gefördert. Evident ist sofort, dass eine Laststeigerung mit einer erheblichen Zeitverzögerung verbunden ist und berücksichtigt werden muss [55]. Zum einen kann auch die Zuteilerdrehzahl nur in bestimmten Grenzen variiert werden, da z.B. ein Überfüllen der Mühle zu ihrem Ausfall führen kann oder ein zu starkes Absenken der Zuteilerdrehzahl z.B. Auswirkungen auf die Flammenstabilität hätte.

Anders als beim Dampferzeuger wird die mögliche Laständerungsgeschwindigkeit der Turbine weitestgehend durch die zulässigen Wärmespannungen limitiert [51]. Solange die Turbine mit einer konstanten Frischdampf Temperatur gespeist wird, wirkt sie sich kaum limitierend auf den Gesamtprozess aus. Bereits in den 1980er Jahren wurden Laständerungsgeschwindigkeiten von 8-12 % pro Minute angestrebt [51].

Im Gegensatz zu den Effekten beim An- oder Abfahren einer Anlage spielen die Schädigungen der dickwandigen Bauteile durch Lastwechsellerschöpfung eine untergeordnete Rolle. Nichtsdestoweniger kann zum Beispiel ein kurzfristiges Eingreifen der Wassereinspritzung zu einer relativ schnellen Temperaturabsenkung führen, weswegen auch bei einem Lastwechsel gewisse Temperaturgradienten nicht überschritten werden dürfen.

Neben dem Bedarf einer höheren Lastwechselgeschwindigkeit verändert sich auch der Regenergie Markt in Deutschland kontinuierlich, sowohl für positive als auch für negative Reserve [19] [57]. Ein Kraftwerk kann im Prinzip alle drei Reservetypen gleichzeitig am Markt anbieten, z.B. kann es im Teillastbetrieb die Lastreserve als Tertiärregelleistung anbieten und gleichzeitig die im Prozess vorhandenen Speicher als Primär- und Sekundärregelleistung nutzen.

Im Folgenden sollen verschiedene vielversprechende Möglichkeiten diskutiert werden, aus denen sich Anforderungen an das zu entwickelnde Kraftwerksmodell ableiten.

Eine offensichtliche Maßnahme ist eine Ertüchtigung des beschränkenden Teilsystems, in diesem Fall der Feuerung, um die Laständerungsgeschwindigkeit zu erweitern. Bei den bestehenden direkten Feuerungssystemen muss mit Eingriffen in das Primärluftsystem, die Mühlen und die Brenner gerechnet werden. Eine vielversprechende Alternative dazu sind indirekte Feuerungssysteme, bei denen der Brennstoff gemahlen und in einem Bunker gespeichert wird [58]. Blickt man in die Vergangenheit zurück wurden bei den ersten Staubfeuerungen ausschließlich indirekte Feuerungen eingesetzt [59]. Insbesondere die höheren Investitionskosten von Staubabscheidern, Bunkern, Dosiersystemen und die eventuell notwendige

Inertisierung hat die indirekte Feuerung zu einer Nischenabwendung werden lassen [34]. Buddenberg hat jedoch anhand einer Modifikation am Gemeinschaftskraftwerk Hannover gezeigt, dass - bezüglich der Flexibilität - die indirekte Feuerung signifikante Vorteile mit sich bringt. Durch die entstandene Entkopplung kann die Mühle stets in Vollast gefahren werden und bekommt lediglich den Silofüllstand als Führungsgröße. Durch die Integration eines geeigneten Schleusensystems kann die Feststoffdosierung bei wesentlich kleineren Lasten sicher betrieben werden und auch die Gradienten können signifikant erhöht werden.

Eine Maßnahme, um sich das Speichervermögen des Dampferzeugers zu Nutze zu machen, ist ein Betrieb im sogenannten modifizierten Gleitdruck, hierbei ist in der Frischdampfleitung vor der Turbine, mittels eines Regelventils, der Dampf leicht angedrosselt. Öffnet man dieses Ventil nun sehr schnell und reduziert den Druckverlust, kann kurzfristig mehr Dampf aus dem Dampferzeuger entnommen werden. Die genaue Dampfmenge, die die Länge der Leistungssteigerung bestimmt, hängt von vielen Größen, wie Volumen, thermische Massen, Massenstromdichte und Strömungswiderstand ab [51]. Oftmals werden die Turbinenregelventile auch am Anfang eines Lastwechsels geöffnet, um das träge Antwortverhalten der Kohlemühle zu kompensieren und ein insgesamt dynamischeres Lastwechselverhalten zu erzielen. Nachteilig beim Betrieb im modifizierten Gleitdruck ist jedoch der niedrigere Wirkungsgrad im Normalbetrieb, da die Speisewasserpumpe zusätzlichen Druck aufbauen muss.

Während moderne Anlagen relativ träge auf eine Änderung der Brennstoffzufuhr reagieren, sind sie relativ sensibel bei Änderungen des Speisewassermassenstroms. Dies nutzt man bei der sogenannten Speisewasserübersteuerung, indem übermäßig viel Wasser in den Dampferzeuger geführt wird und man die thermische Energie, welche in den Rohrleitungen gespeichert ist, nutzt, um Dampf zu erzeugen [60]. Dabei muss beachtet werden, dass die Frischdampf Temperatur sinken kann und kurzfristig zusätzliche Energie freigesetzt wird, jedoch der Wirkungsgrad darunter leidet, sobald die Frischdampf Temperatur absinkt. Übersteuert man die Speisewasserversorgung, ändert man die thermodynamischen Größen im Dampferzeuger und muss die entsprechenden Auswirkungen auf Stabilität, Gradienten und mögliche Schief lagen beachten [61].

Bei der Speisewasserübersteuerung gibt es prinzipiell zwei unterschiedliche Ansätze, die denkbar sind. Bei der ersten Variante wird der Wassermassenstrom in den Dampferzeuger erhöht und das zusätzliche Wasser entzieht dem gesamten Rohrleitungssystem des Dampferzeugers thermische Energie [61]. Dies hat den Vorteil, dass die Frischdampf Temperatur relativ lange konstant gehalten werden kann, die zusätzliche Leistung jedoch erst sehr verzögert zur Verfügung steht. Bei der zweiten Variante führt man das zusätzliche Speisewasser den Hochdruckeinspritzungen zu und nutzt nur die gespeicherte Energie des Überhitzersystems. Dafür erhält man bei dieser Variante ein schnelles Antwortverhalten, das jedoch mit dem Preis eines Absinkens der Frischdampf Temperatur einher geht [60].

In Deutschland hat sich der sogenannte Kondensatstopp bzw. -stau etabliert, um kurzfristig elektrische Energie bereitstellen zu können. Strenggenommen ist der Kondensatstopp ein Abschalten der Niederdruckvorwärmer, welches durch ein Stoppen oder Verringern des Kondensatmassenstroms bewerkstelligt wird [51]. Durch die verringerte Kühlleistung in den Vorwärmern steigt der dortige Druck an und weniger Dampf wird von der Turbine angezapft, weswegen mehr Dampf durch die Turbinen strömt und die elektrische Leistung gesteigert wird. Der Inhalt des Speisewasserbehälters wirkt dabei als Speicher

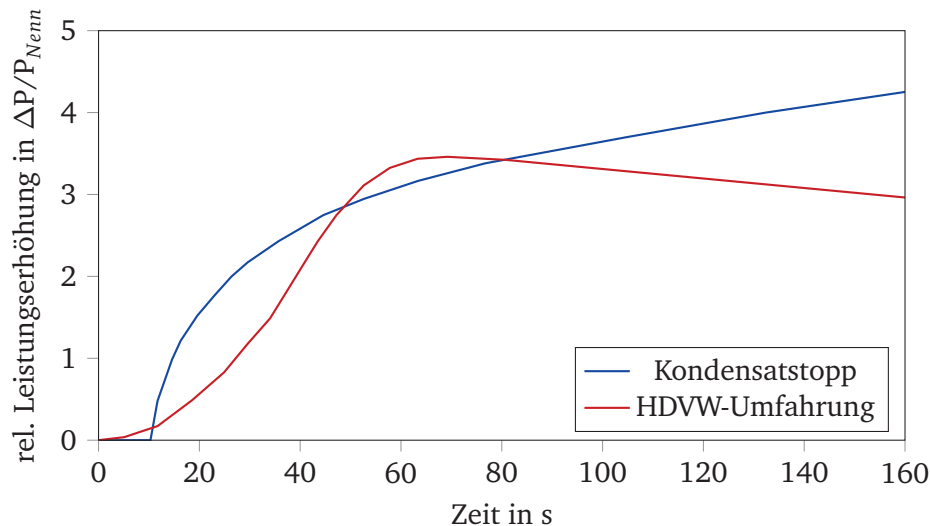


Abbildung 2.9: Messdaten von leistungssteigernden Maßnahmen in einem 300 MW-Block, Quelle: [51], eigene Darstellung

und begrenzt die Dauer des Kondensatstopps. Das überschüssige Kondensat wird dabei entweder im Kondensator oder im Kaltkondensatbehälter gesammelt.

Ein zeitlicher Verlauf der Leistungssteigerung in einem 300 MW_{el.}-Block ist in Abb. 2.9 abgebildet. Um die Dynamik des Kondensatstopps weiter zu steigern, kann man den Anzapfdampfmassenstrom aktiv mit Klappen reduzieren, man spricht dann auch von direktem Kondensatstau. Untersuchungen von Zehntner haben das deutlich schnellere Antwortverhalten gezeigt, wobei bei einem direkten Kondensatstau die Einsatzlänge dementsprechend zurück geht [61].

Insbesondere die Tatsache, dass der Kondensatstau keine unmittelbaren Auswirkungen auf den Dampferzeuger hat, macht ihn zu einer weit verbreiteten Maßnahme, die im Prinzip an jedem existierenden Kraftwerk nachgerüstet werden kann.

Neben einem Abschalten der Niederdruckvorwärmer können ebenfalls die Hochdruckvorwärmer abgeschaltet werden, was durch eine Umfahrung verwirklicht werden kann [52]. Die Umfahrung der Hochdruckvorwärmer bewirkt einen erhöhten Dampfstrom durch die Turbine und damit verbunden eine Leistungssteigerung. Beachtet werden muss, dass durch die fehlende Vorwärmung die Dampferzeugereintrittstemperatur um bis zu 100 K sinken kann und somit der Wirkungsgrad des Kreisprozesses absinkt [51]. Bei dem in Abb. 2.9 gezeigten Verlauf der Laststeigerung nach dem Auslösen einer Hochdruckvorwärmerumfahrung wurde der Brennstoffmassenstrom konstant gehalten und schon nach kurzer Zeit ist das Abfallen der Leistungssteigerung erkennbar. Neben einem geringeren thermischen Wirkungsgrad müssen auch Wärmespannungen in dickwandigen Bauteilen beachtet werden. Gegebenenfalls kann durch die niedrigere Eintrittstemperatur des Economizers, insbesondere in Teillast, auch die Rauchgastemperatur unterhalb die zulässige Betriebstemperatur der Entstickungsanlage fallen. Bei hohen Strompreisen kann überlegt werden, das Kraftwerk nach der maximalen Leistung und ohne Hochdruckvorwärmer bei einer erhöhten Feuerungsleistung zu fahren.

Alternativ zum Abschalten ganzer Vorwärmergruppen, kann auch der Dampfmassenstrom der Anzapfungen gezielt angedrosselt werden, wenn entsprechenden Regelarmaturen vorhanden sind. Durch eine geschickte Wahl an Kriterien kann Leistungssteigerung und gewünschte Dynamik an die aktuellen Anforderungen angepasst werden [60].

Ein weitere Maßnahme, die jedoch mit erheblichen Aufwendungen verbunden ist, ist der Einsatz von Wasser-Verdrängungsspeichern parallel zu den Hochdruckvorwärmern. Im normalen Betrieb wird das gespeicherte Wasser auf Dampferzeugereintrittstemperatur gehalten. Bei erhöhtem Strombedarf werden die Vorwärmer abschaltet und der Dampferzeuger wird aus dem Speicher versorgt, während das kalte Wasser von unten in den Speicher gefüllt wird. Bei niedriger Last wird der Speicher durch den Einsatz von zusätzlichem Brennstoff wieder mit heißem Wasser gefüllt [51]. Mit solchen Speichern soll es möglich sein, bis zu 10% zusätzliche Leistung bereitstellen zu können [62]. Alternativ kann Wärme auch in anderen Arten, wie Feststoffspeichern oder Ruths-Speichern, im Kraftwerk gespeichert werden [63].

Folgerung für das Kraftwerksmodell

Um die genannten Maßnahmen berücksichtigen zu können, ergeben sich verschiedene Anforderungen. Insgesamt muss der Detailgrad auch bezüglich hoher Lastgradienten oder -sprüngen hoch gehalten werden. Da manche Maßnahmen sich gespeicherte Energie in thermischen Massen kurzfristig zu Nutze machen, müssen die im Kraftwerk vorhandenen dickwandigen Bauteile und thermischen Speichermassen in Form von Behältern, Wärmeübertragern, Wasser- oder Dampfleitungen abgebildet werden. Ebenfalls notwendig ist eine Berücksichtigung der gesamten Wasser-Dampf-Seite mit Turbine bzw. Turbosatz, da diese insbesondere für die Leistungssteigerungen durch Absenken der Anzapfmassenströme von Bedeutung sind. Es reicht nicht, einen hohen Detailgrad an physikalischen Komponenten in dem numerischen Modell zu erzielen, ebenfalls ist eine umfangreiche Berücksichtigung der im Kraftwerk integrierten Regelkreise von besonderer Wichtigkeit, da sie letztlich das dynamische Verhalten der Anlage entscheidend bestimmen. Daneben muss das dynamische Verhalten der Mühlen in einer sinnvollen Art und Weise berücksichtigt werden.

2.2.5 Betriebliche Flexibilität

Der Vollständigkeit halber sei die betriebliche Flexibilität, obwohl sie für diese Arbeit keine Rolle spielt, erwähnt. Stromerzeuger können durch mitunter rein organisatorische Maßnahmen ökonomische Potenziale besser ausnutzen. Dazu können dynamischere Schichtpläne, die sich an die Wetterbedingungen anpassen, zählen [25]. Aber auch dringliche Reparaturarbeiten sollten in Phasen niedriger Preise verlegt werden, um bei höheren Preisphasen die maximale Erzeugungskapazität zur Verfügung zu haben. Es ist ein Wandel von einer hohen technischen Verfügbarkeit zu einer hohen ökonomischen Verfügbarkeit zu erwarten. Dies kann sich auch in einer Veränderung der Revisionsplanung widerspiegeln. Ein Stromerzeuger wird seine jährlichen Revisionen der großen Anlagen in jene Monate legen, in denen mit einer geringen Nachfrage und geringen Erlösen zu rechnen ist [64].

2.3 Zusammenfassung der Anforderungen an das Kraftwerksmodell

In diesem Kapitel wurde die Situation von Kohlekraftwerken erläutert und ausführlich auf Flexibilisierungsmaßnahmen bei konventionellen Kraftwerken eingegangen. Aus den zusammengetragenen Informationen lassen sich verschiedene Anforderungen an das noch zu entwickelnde instationäre Kraftwerksmodell ableiten, die im Folgenden nochmals zusammengetragen sind, bevor im anschließenden Kapitel auf die instationäre Prozesssimulation und die verwendete Software eingegangen wird.

1. Die sich verändernden Randbedingungen haben dazu geführt, dass die technische Mindestlast der Kraftwerke immer weiter abgesenkt wurde. Das zu entwickelnde Modell muss in der Lage sein, die neuen Betriebspunkte anzufahren und wieder verlassen zu können. Hierdurch ergeben sich auch verschiedene Anforderungen an das Modell wie Abbildung der Lagenfeuerung und des Umwälzsystems. Die *Schwachlastfähigkeit* ist ein wichtiges Kriterium für das zu entwickelnde Kraftwerk.
2. Die abgebildeten Komponenten müssen mit einem hohen *Detailgrad* dargestellt werden, damit konkrete Maßnahmen auch mit einer ausreichenden Nähe zum realen Kraftwerk untersucht werden können.
3. Viele Modelle aus der Literatur gehen von Vereinfachungen aus, um den Modellumfang gering zu halten. Üblicherweise sind diese Vereinfachungen für den jeweilszubetrachteten Anwendungsfall berechtigt. Nichtsdestoweniger verfolgt diese Arbeit das Ziel, ein Modell zu entwickeln, welches nicht auf einen speziellen Fall limitiert ist, sondern als Basis für möglichst viele Fragestellungen, die sich für Steinkohlekraftwerke ergeben können, dienen soll. Deswegen soll die *Zahl der Randbedingungen möglichst minimiert* werden.
4. Aus den zuvor genannten Punkten ergibt sich auch die Forderung nach einer logischen Struktur und einem *modularen Aufbau*, der eine einfache Erweiterbarkeit mit sich bringt. Es soll mit dem Modell möglich sein, neue Konzepte (indirekte Feuerung, Speicher, Maßnahmen zur Mindestlastabsenkung) einfach zu untersuchen und evaluieren zu können.
5. Um den Rechenaufwand gering zu halten, soll ein *eindimensionaler Ansatz* verfolgt werden. Dreidimensionale Probleme müssen dabei durch eindimensionale Modelle ersetzt werden.
6. Insbesondere, um das dynamische Verhalten der Anlage untersuchen zu können und die Möglichkeit zu haben, inwiefern durch rein regelungstechnische Maßnahmen Verbesserungen erzielt werden können, ist es notwendig, die *im realen Kraftwerk vorhandenen Regelkreise* im Modell zu berücksichtigen und dementsprechend modifizieren zu können.
7. Das zu entwickelnde Modell soll die *Fähigkeit besitzen, verschiedene Störfälle* auf der Gas- und der Wasser-Dampf-Seite berechnen zu können. Diese Anforderung ergibt sich aus der Tatsache, dass neue Betriebspunkte im Schwachlastbereich oder die Integration von neuen Teilsystemen auch neue Fragestellung bezüglich der Betriebssicherheit stellen und dynamische Modelle sich hierfür anbieten.

3 Prozesssimulation

Dieses Kapitel geht auf die Prozesssimulation und deren Hintergrund ein, wobei der Schwerpunkt auf der transienten, d.h. zeitabhängigen Prozesssimulation liegt. Dabei soll neben der historischen Entwicklung im Allgemeinen auch auf die konkret verwendete Software APROS und deren Grundlagen eingegangen werden. Die mathematischen Modelle umfassen üblicherweise die Bilanzgleichung von Masse, Stoffen, Energie und Impuls, wobei die Komplexität mit dem konkreten Anwendungsfall variiert. Die Entwicklung solcher numerischen Programme wird wie alle Rechner-gestützten Herangehensweisen von den Fortschritten auf dem Gebiet der Computertechnik massiv unterstützt. Eine gute Übersicht über die Grundlagen und Anwendung von numerischer Simulation von Kraftwerksprozessen ist von Epple et al. aufgezeigt worden [65]. Im Unterschied zu Feuerraum- und Verbrennungssimulationen, welche heutzutage durch dreidimensionale Computational Fluid Dynamics (CFD)-Methoden durchgeführt werden, haben sich für die Simulation von Prozessen aus der Energie- und Verfahrenstechnik eindimensionale Ansätze bewährt. Mehrere Arbeiten haben dargestellt, wie man die dreidimensionale Simulation der Brennkammer mit der eindimensionalen Simulation der Wasser-Dampf-Seite koppeln kann. So hat Sauer in seiner Arbeit mit einem CFD-Programm (AIOLOS) einen Feuerraum simuliert und mit einem Mehrrohrmodell gekoppelt und dadurch Erkenntnisse von nicht messtechnisch erfassten Bereichen im Kraftwerk gewonnen [66]. Park et al. haben in einer stationären Simulation den Feuerraum mit der Wasser-Dampf-Seite mittels den Programmen ANSYS CFX (3D) und PROTATES Offline (1D) verknüpft [67], wobei hier das Verständnis des Prozesses und mögliche Schulungspotenziale im Vordergrund stehen. Kürzlich haben Schuhbauer et al. die kommerziellen Programme ANSYS FLUENT (3D) und APROS (1D) gekoppelt, um den Dampferzeuger zu simulieren. Insbesondere können mit diesem Ansatz sehr gut die Auswirkungen von Schief lagen im Feuerraum auf die Wasser-Dampf-Seite untersucht werden [68].

Für die Untersuchung der Kraftwerksflexibilität bietet die Kopplung mit dreidimensionalen Programmen jedoch keine Vorteile, da der Feuerraum eine untergeordnete Rolle der Untersuchung der Flexibilität spielt. Auch ist ein erheblicher Mehraufwand erforderlich, der sich sowohl in der Modellierung, Validierung und der massiv gestiegenen Rechendauer widerspiegelt. Aus diesen Gründen wird sich zum Erstellen dieser Arbeit auf den eindimensionalen Ansatz beschränkt.

3.1 Einsatz transientser Simulationsprogramme

Stationäre Kraftwerksprogramme werden schon seit den frühen 1960er und 1970er Jahren [69] zur Auslegung und Optimierung von Kraftwerksprozessen eingesetzt und sind seit langem ein fester Bestandteil der gesamten Energie- und Prozesstechnik. Für stationäre Probleme gibt es heute eine Vielzahl von herstellereigenen oder auch sehr guten kommerziell verfügbaren Programmen wie z.B. EBSILON und ASPEN PLUS. Dagegen war die Betrachtung zeitabhängiger transienter Probleme lange Zeit ein sehr akademisches Thema, das jedoch nach und nach ebenfalls Einzug in die industrielle Anwendung in Kraftwerken und chemischen Anlagen erhalten hat [65][70][71].

Die ersten Anwendungen für instationäre Simulationsprogramme stammen aus der Kerntechnik. Aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen wurden die Forscher und Hersteller gezwungen, Möglichkeiten zu entwickeln, Störfallszenarien und die zugehörigen Prozesstransienten besser zu verstehen und vorherzusagen. Die Entwicklungen haben hierzu an vielen Universitäten der Industrienationen parallel begonnen. In dieser Zeit sind viele Programme entwickelt worden und mit der Zeit wieder verschwunden, eine Ausnahme bildet das Programm APROS des finnischen Forschungszentrums VTT. Dieses aus dem akademischen Umfeld stammende Programm war zunächst, wie viele andere auch, nur auf kerntechnische Fragestellungen beschränkt. Erst mit der Entwicklung einer grafischen Benutzeroberfläche und vorkonfigurierten Komponentenbibliotheken hat APROS einen breiten Zugang in die Industrie und Forschung erhalten. Bevor auf die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Software eingegangen wird, sollen zunächst noch kurz die Entwicklungsschritte dynamischer Simulationsprogramme wiedergegeben werden. Da, wie bereits erwähnt, die Rechenleistung lange die Modellgröße limitiert hat, wurden viele Modelle auf einzelne Komponenten bzw. Teilsysteme beschränkt. Die einzelnen Systemgrenzen wurden durch geeignete Randbedingungen dargestellt und entsprechende Annahmen wurden getroffen. Oftmals wurden Gas-Seite und Wasser-Dampf-Seite unabhängig voneinander betrachtet, was auch die folgenden zwei Unterkapitel berücksichtigen. Da diese Arbeit darauf abzielt, ein umfangreiches Kraftwerksmodell zu bilden, wird anschließend noch auf die jüngsten Entwicklungen in Richtung Gesamtanlagensimulation eingegangen.

3.1.1 Wasser-Dampf-Seite

Eine frühe Fragestellung war das Verhalten von Naturumlaufdampferzeugern bei Lastwechseln. Eines der ersten numerischen Modelle wurde von Astroem und Eklund 1972 vorgestellt. Es umfasst den Naturumlaufdampferzeuger mit Einspritzungen und die Turbine. Dieses frühe Modell war in der Lage, Lastwechsel zu rechnen und wurde an einem 160 MW-Block validiert [72]. Im Jahr 2000 hat Astroem sein weiterentwickeltes Modell vorgestellt [73]. Andere Wissenschaftler wie Kim et al. [74] und Adam et al. [75] haben das instationäre Verhalten von Naturumlaufdampferzeugern untersucht, um Regelstrukturen und Antwortverhalten zu untersuchen. Daneben wurde in anderen Arbeiten die Idee von Astroem aufgegriffen und die Interaktion von Dampferzeuger und Turbine untersucht. Diese Modelle, wie sie z.B. de Mello et al. und Maffezoni et al. vorgestellt haben, dienen schon früh dazu, die Betriebsweisen von Dampfkraftwerken zu untersuchen und zu optimieren [76][77]. Die eingangs erwähnte dominierende Rolle der Kerntechnik lässt sich auch im Durchlaufdampferzeugermodell von Sanathanan wiederfinden, der in seiner Arbeit von 1972 die Wasser-Dampf-Seite eines Kernreaktors bei Lastwechseln untersuchte [78].

Die Forschergruppe um Walter und Linzer hat sich ebenfalls ausgiebig mit dynamischer Prozesssimulation beschäftigt, um Strömungsphänomene in Naturumlaufdampferzeugern zu untersuchen. Dazu sei zum einen der Effekt der Rückströmung in unterschiedlich beheizten Steigrohren mit einem gemeinsamen Fallrohr genannt [79][80]. Zum anderen war die Strömungsstabilität von Abhitzedampferzeugern im Fokus [81][82]. Die prinzipielle Vorgehensweise hierbei ist detailliert in [65] dargestellt.

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass insbesondere der Abhitzedampferzeuger in den Fokus gerückt ist. Dies ergibt sich aus der Tatsache, dass in einem GuD-Kraftwerk die Wasser-Dampf-Seite stets der limi-

tierende Faktor der Anlage ist. Daher wurden viele Versuche unternommen, das Anfahr- und Lastwechselverhalten eines Abhitzedampferzeugers zu optimieren. Die Zahl der veröffentlichten Arbeiten hierzu ist hoch und eine ausführliche Diskussion ist nicht zielführend, nichtsdestoweniger seien die bemerkenswerten Arbeiten von Shirakawa et al. und Alobaid et al. genannt [83][84]. Um die Startzeit von GuD-Anlagen weiter zu verkürzen, wurden seit etwa zehn Jahren Anstrengungen unternommen, den AHDE als Durchlaufdampferzeuger (zumindest den Hochdruckteil) auszuführen. Dazu wurden in letzter Zeit immer mehr dynamische Untersuchungen durchgeführt, die z.B. von Alobaid et al. in [85] und [86] beschrieben sind.

3.1.2 Dynamik der Gasseite

Eine sehr gute Beschreibung der Entwicklung von instationären Simulationsmodellen für die Gas-Seite von konventionellen Kraftwerken ist in der Arbeit von Postler, auf welcher die nachfolgenden Ausführungen basieren, zu finden [87]. Die ab den 1970er Jahren entwickelten Simulationsmodelle für die Gas-Seite von fossil befeuerten Anlagen wurden verwendet, um den damals beginnenden Technologiewechsel besser begleiten zu können. So wurden in einigen Anlagen existierende Überdruckfeuerungen zu den heute üblichen Unterdruckfeuerungen umgerüstet, die radialen, drehzahlregulierten Gebläse wurden durch Axialgebläse mit verstellbaren Schaufeln ersetzt und einige Saugzugventilatoren mussten durch die Nachrüstung von Rauchgasreinigungsanlagen durch leistungsstärkere ersetzt werden. Eine Darstellung des Druckprofils für Über- und Unterdruckfeuerungen ist in Abb. 3.1 zu sehen. Insbesondere die Gefahr einer Feuerraumimplosion durch einen zu hohen Unterdruck hat zahlreiche Forschungen motiviert [88][89][90]. Die größte Gefahr besteht für die Anlage nach einen Ausfall der Flamme bzw. eines Stopps der Brennstoffversorgung, da Aufgrund der idealen Gasgleichung der Druck mit der Temperatur sinkt und es zum Materialversagen kommen kann [91]. Eine häufige Ursache waren die überdimensionierten Saugzugventilatoren oder unzureichende leittechnische Maßnahmen.

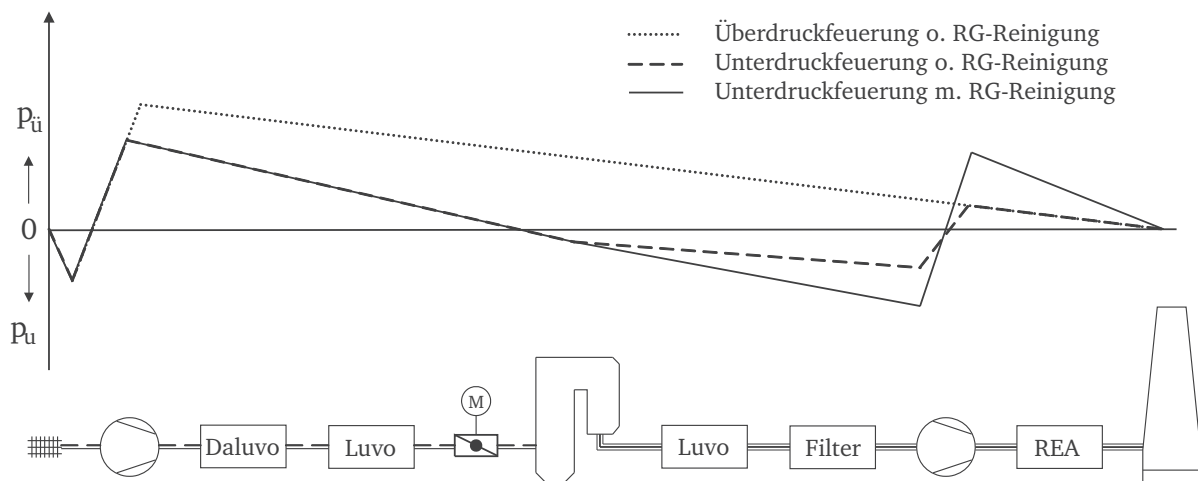


Abbildung 3.1: Qualitativer Verlauf des Druckprofils bei Über- und Unterdruckfeuerung, Quelle: [87]

Um bereits bei der Auslegung der Kanalwände gegen den theoretisch maximal herrschenden Unterdruck einen übermäßigen Materialeinsatz vermeiden zu können, wurden die ersten Simulationsmodelle erstellt. Mit deren Hilfe sollten geeignete Schutzkonzepte und Regelstrukturen erstellt werden, um die

Anlage bei einem Störfall abfangen zu können und die Prozessparameter in definierten Betriebsbereichen halten zu können. Die ersten Modelle, z.B. Euchner et al. und Clelland et al. [88][92], waren noch mit einer vereinfachten Impulsbilanz ausgestattet, welche als erstes von Leithner et al. detailliert berücksichtigt wurde [93]. Im Laufe der Zeit wurden Simulationsmodelle kontinuierlich erweitert, um das physikalische Verhalten noch realistischer zu beschreiben. Als Beispiele können hierzu die Einführung realer Ventilator Kennfelder [94], das Ventilatorauslaufverhalten [95] oder anwendungsnaher Regelkreise [96] genannt werden.

Im Zuge des aufkommenden Interesses an Carbon Capture and Storage (CCS) am Anfang dieses Jahrtausends rückte auch die sogenannte Oxyfuel-Technologie in den Fokus [97][98]. Hierbei wird der Brennstoff mit einer Mischung aus technisch reinem Sauerstoff mit rezirkuliertem Rauchgas verbrannt, um einen stickstoffarmen Abgasstrom zu erzeugen, welcher weiter verwertet oder geologisch gespeichert werden soll. Um solche großtechnischen Anlagen bewerten zu können, wurden verschiedene transiente Modelle entwickelt, um den Wechsel von Luftfeuerung auf Sauerstofffeuerung zu simulieren¹. Eines der ersten Modelle wurde von Yamada et al. [99] vorgestellt, welches jedoch einen im Überdruck betriebenen Dampferzeuger umfasst und somit sich von nahezu allen Staubfeuerungskonzepten der letzten 40 Jahre abgrenzt. Modelle, die auf dem Stand der Technik basieren, wurden von Seltzer et al. [100], Haryanto et al. [101], Jin et al. [102][103], Postler [87], Hultgren et al. [104] oder Lappalainen et al. [105] vorgestellt, wobei in den beiden zuletzt genannten der Dampferzeuger als Wirbelschicht ausgeführt ist.

Postler ging weiter und definierte verschiedene Störfallszenarien der Gas-Seite, die er mit dem entwickelten Modell untersuchte [87]. Insbesondere der Einfluss des bei einer Sauerstofffeuerung eingesetzten Rezirkulationsventilators im Störfall ist, ohne den Einsatz numerischer Simulationsmodelle, ein schwer einzuschätzender Risikofaktor. Postler und Starkloff et al. [87] [106] konnten zeigen, dass die negative Druckamplitude im Dampferzeuger nach einem Feuer-Not-Aus-Szenario signifikant gedämpft werden kann, und auch, dass ein Schwarzfall mit konventioneller Technik beherrschbar ist.

3.1.3 Gesamtanlagensimulation

Während die zuvor genannten Arbeiten vor allem der Untersuchung einer speziellen Anwendung dienten, entwickelte sich - unterstützt von der verfügbaren Rechenleistung - der Trend, möglichst umfangreiche Modelle zu generieren, welche als universelles Simulationswerkzeug dienen sollen und unterschiedlichen Aufgaben gewachsen sind.

Eines der ersten mathematischen Modelle eines kohlegefeuerten Dampferzeugers wurde 1970 von Kwan et al. publiziert [107]. Um den Dampferzeuger mit Economizer, Verdampfer, Trommel, Überhitzer, Einspritzung, Turbine und Zwischenüberhitzer beschreiben zu können, hat er 109 Gleichungen aufgestellt, linearisiert und gelöst. Obwohl dieses Modell vergleichsweise einfach aufgebaut war und aufgrund der damaligen Rechenkapazitäten beschränkt, weist es doch alle Grundzüge der später entwickelten Modelle auf.

¹ Großanlagen werden üblicherweise mit Luft als Sauerstofflieferant angefahren, bevor auf ein Gemisch aus Sauerstoff und rezirkuliertem Rauchgas umgestellt wird.

Ein umfangreiches (Kohle-)Kraftwerksmodell wurde von Armor vorgestellt, hierbei wurde die komplette Wasser-Dampf-Seite, d.h. inklusive Vorwärmstrecke, Dampferzeuger, Kondensator, Pumpen und Turbine, implementiert und mit den zugehörigen Regeleinrichtungen versehen. Das Modell ist sehr logisch aufgebaut und bietet die Möglichkeit es einfach zu erweitern [108]. Diese frühe Arbeit der Gesamtanlagensimulation hat in vielen Belangen eine Art Vorreiterrolle und hat die Potenziale der dynamischen Simulation angedeutet.

In der Arbeit von Zehntner [61] wurde ein umfangreiches Kraftwerksmodell von HKW Zölling erstellt und anhand von Messdaten validiert. Es wird vor allem der Fokus auf die umfangreiche Wasser-Dampf-Seite gelegt und das Modell wird anhand von Betriebsdaten validiert. Zehntner verwendet das Modell, um die Möglichkeit von Betriebsoptimierungen aufzuzeigen. Unter anderen wird der Kondensatstau, eine Speisewasserübersteuerung sowie unterschiedliche Varianten für den Heiß- und den Warmstart untersucht. Des Weiteren hat er die Bauteilerschöpfung aus Zeitstanderschöpfung und Lastwechselbeanspruchungen im Modell ermittelt und als ein Bewertungskriterium für die durchgeführten Simulationen verwendet, um insbesondere unterschiedliche Anfahrscenarien besser bewerten zu können.

Das Steinkohlekraftwerk Rostock wurde, unter der Verwendung der Modelica-Bibliothek ThermoPower, von Meinke et al. abgebildet, um Schädigungen an dickwandigen Bauteilen bei Anfahrprozess zu beurteilen [109]. Die gezeigten Simulationen stimmen sehr gut mit den zur Validierung herangezogenen Messdaten überein und bestätigen dem Modell eine realistische Vorhersage des Kraftwerkprozesses. Eine Einschränkung ist der Verzicht auf Feuerungslagen, weswegen der Brennstoff vorab umgesetzt wird und das entstehende Rauchgas anschließend durch Brennkammer und Konvektivheizflächen geleitet wird.

Im Jahr 2014 haben Oko et al. ein Modell eines unterkritischen Kraftwerks mit Trommel und 500 MW elektrischer Leistung vorgestellt [110]. Das Modell ist umfangreich und beinhaltet die komplette Wasser-Dampf-Seite und den Dampferzeuger. Die in der Arbeit gezeigte Validierung ist jedoch kritisch zu bewerten, da sie ausschließlich unterschiedliche stationäre Lastpunkte (70, 80, 95 und 100 %) heranzieht, womit eine Bewertung der dynamischen Modellgüte unmöglich wird. Ebenfalls sind Interpretationen der gezeigten Lastwechsel schwierig, da teilweise mit technik-fernen Szenarien gerechnet wird.

Bei den bereits angesprochenen instationären Simulationsmodellen für Oxyfuel-Anlagen sind bereits mehrere sehr umfangreiche Modelle publiziert worden. Ein wesentliches Problem bei der Simulation von großen Oxyfuel-Anlagen ist die mangelnde Möglichkeit der Validierung, da es bis zum heutigen Zeitpunkt keine errichtete Referenzanlage gibt. Dies geben auch Lappalaainen et al. in ihrer Arbeit zu bedenken [105] und berufen sich auf Erfahrungswerte bei der Entwicklung der Oxyfuel-Anlage mit einer zirkulierenden Wirbelschicht und dem kompletten Wasser-Dampf-Kreislauf. Dennoch konnten auch ohne eine Validierung einige interessante Auswirkungen des Oxyfuel-Betriebs auf den Gesamtprozess dargestellt werden.

Zuletzt seien noch zwei Arbeiten, die sich mit dem Gesamtprozess befassen, erwähnt, welche sich von den zuvor genannten thematisch deutlich abgrenzen. Schlagenhauser hat in seiner Dissertation ein dynamisches Gesamtmodell eines zukünftigen Leicht-Wasser-Reaktors erstellt und dazu verwendet, verschiedene Sicherheitssysteme zu analysieren und zu bewerten [111]. Casella und Colonna haben in ihrer Arbeit ein dynamisches Gesamtmodell einer IGCC-Anlage entwickelt, welches Vergaser, Gastur-

bine und Wasser-Dampf-Kreislauf umfasst und mit stationären Daten des IGCC-Kraftwerks Buggenum verglichen [112]. Durch die objektorientierte Herangehensweise soll es möglich sein, das Modell für zukünftige Vergasungsanlagen mit Flugstromtechnologie schnell anzupassen und auch für zukünftige IGCC-Anlagen mit integrierter CO₂-Abscheidung nutzen zu können.

Die vorliegende Arbeit will sich die instationäre Prozesssimulation unter dem Gesichtspunkt der Flexibilität zu Nutze machen. Anders als ältere Modelle soll bei der Entwicklung des Kraftwerksmodells ein möglichst allgemeiner Ansatz verfolgt werden, um den in Kap. 2.3 abgeleiteten Anforderungen bezüglich der Flexibilität möglichst gerecht zu werden.

3.2 Simulationsplattform APROS

Das finnische Forschungszentrum VTT hat das instationäre Simulationsprogramm APROS entwickelt und vertreibt es kommerziell. Es wurde ursprünglich für die Simulation von Kernkraftwerken entwickelt und wird seit langen in diesem Bereich eingesetzt [113][114][115][116]. Daneben wird seit Anfang der 1990er Jahre auch eine Version für die Anwendung in fossil befeuerten Kraftwerken vertrieben [117].

Gründe für die Verwendung von APROS sind vielfältig: Durch den kerntechnischen Hintergrund wurde sehr viel Sorgfalt bei der Validierung des thermo-hydraulischen Modells aufgebracht. Aufgrund seines akademischen Hintergrund besitzt es eine für kommerzielle Programme sehr genaue und umfangreiche Dokumentation, was insbesondere für eine Anwendung im universitäre Umfeld sehr hilfreich ist. Auch andere Forschergruppen sind von APROS überzeugt; so haben Roth und Scherer 2005 diverse instationäre Simulationsprogramme miteinander verglichen und sind zu dem Schluss gekommen das APROS sich sehr gut für die Simulation von transienten Vorgängen in Energieanlagen eignet, da es sich durch seine umfangreichen Bibliotheken für Komponenten und Automatisierungssysteme, die gute Wiedergabe der Physik, eine Vielzahl von Referenzanlagen und eine relativ einfachen Bedienbarkeit auszeichnet [118]. Darüber hinaus hat des Institut für Energiesysteme und Energietechnik seit über zehn Jahren Erfahrung mit der Software was zu 13 Veröffentlichungen in wissenschaftlichen Journalen geführt hat.

Der Anwendungsbereich von APROS im Energiebereich ist breit, so wurden beispielsweise Studien von Kohlekraftwerken[61][105] [119][120], Kernkraftwerken [111], dem Druckluftspeicherkraftwerk Hüntorf [121] und solarthermischen Anlagen [122][123] durchgeführt. Eine bemerkenswerte Rolle spielen dabei die Arbeiten von Alobaid, der sich in einer Vielzahl von Untersuchungen mit dem dynamischen Verhalten von Abhitzedampferzeugern beschäftigt hat. Dabei konnten die physikalischen Vorgänge beim Anfahren und Lastwechsel mit APROS sehr genau wiedergeben werden [84]. Auch wurden von Alobaid et al. eine vergleichende Studie zwischen APROS und ASPEN Plus Dynamics durchgeführt und sehr gute Ergebnisse geliefert [124][125]. Basierend auf den validierten Modellen von Umlaufdampferzeugern wurden Studien zu Durchlaufdampferzeugern [85] und in letzter Konsequenz überkritischen Dampferzeugern durchgeführt [86]. In einer erweiterten Arbeit wurde von Mertens et al. die dynamischen Eigenschaften eines Umlaufdampferzeugers mit denen eines Durchlaufdampferzeugers verglichen [126]. Aber auch zur Bearbeitung anwendungsnaher Fragestellungen wird APROS verwendet, so hat z.B. Lappalainen die Software zur Untersuchung von Verdampferschäden verwendet und konnte so auf die Ursachen zurückschließen [127].

Es sei weiterhin angemerkt, dass im Rahmen dieser Arbeit verschiedene studentische Abschlussarbeiten zu den unterschiedlichsten Themen vom Autor betreut und mittels der Software APROS durchgeführt wurden. Kez hat in seiner Arbeit einen modernen Steinkohleblock mit Regelzug modelliert und die Regelgüte der Zwischenüberhitzertemperatur untersucht [128]. Zusätzlich wurden eine Parameterstudie der räumlichen Diskretisierung erstellt, wobei die erzielten Erkenntnisse auch in die vorliegende Arbeit eingegangen sind. Basierend auf dem Modell von Kez hat Franzen eine Erweiterung um die Vorwärmstrecke und den Turbosatz entwickelt und die Schädigung in den dickwandigen Bauteilen bei schnellen Lastwechseln untersucht [129]. Temir hat das Druckluftspeicherkraftwerk Huntorf mit APROS abgebildet und es anhand von betrieblichen Meßdaten validiert [121]. Schiemann hat in seiner Arbeit APROS dazu verwendet, ein neuronales Netzwerk zu trainieren [130], anschließend wurde daraus mittels mathematischer Algorithmen eine optimierte Steuerung abgeleitet. In der Arbeit von Hiltz wurde versucht, eine gekoppelte Wirbelschichtanlage mit einem MW thermischer Leistung abzubilden und anhand von Versuchsfahrten zu validieren [131]. Dabei hat sich gezeigt, dass dies zwar prinzipiell möglich ist, jedoch sind weitere Arbeiten notwendig. Zur Simulation von Kohlekraftwerken hat Wildanger in seiner Arbeit verschiedene existierende mathematische Modelle aus der Literatur von Mahlanlagen in APROS implementiert [132].

3.2.1 Aufbau der Software

Auf der grafischen Oberfläche von APROS können Modellkomponenten auf sogenannten Netzen platziert werden und entsprechend der Kraftwerkstopologie miteinander verknüpft werden. Dabei wird, wenn möglich, auf vordefinierte Komponenten zurückgegriffen, die anhand ihrer Eigenschaften parametrisiert werden müssen. Die Diskretisierung der partiellen Differentialgleichungen zur Bestimmung der Prozessvariablen erfolgt über die eindimensionale Finite-Volumen-Methode. Im Zentrum der Kontrollvolumen (nodes) werden die thermodynamischen Zustandsgrößen wie Temperatur, Druck, Enthalpie usw. und an deren Rändern bzw. Verbindungen (branches) der Kontrollvolumen die Strömungsgrößen wie Massenstrom oder Geschwindigkeit berechnet. Eine solche versetzte Anordnung wird auch als *staggered grid* (deutsch: versetztes Gitter) bezeichnet [133]. Ein prinzipieller Aufbau hierzu ist in Abb. 3.2 zu sehen.

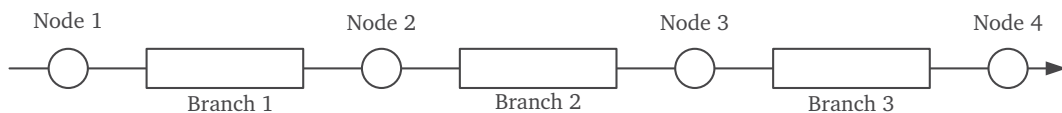


Abbildung 3.2: Prinzipieller Aufbau der Prozesssimulationssoftware

Die Wärmeübertragung von einem warmen Fluid *A* in einen Festkörper bzw. in ein kaltes Fluid *B* ist in Abb. 3.3 schematisch gezeigt. Dabei wird jedem thermohydraulischen Kontrollvolumen ein thermisches Kontrollvolumen, welches die Wand darstellt, zugeordnet. Diese werden mittels Korrelationen für die Wärmeübertragung miteinander gekoppelt. Die Diskretisierung in Richtung der Wand erfolgt analog zur Strömungsrichtung über *heat branches* (Verbindungen zwischen Kontrollvolumen in festen Strukturen) bis zum Ende des Festkörpers.

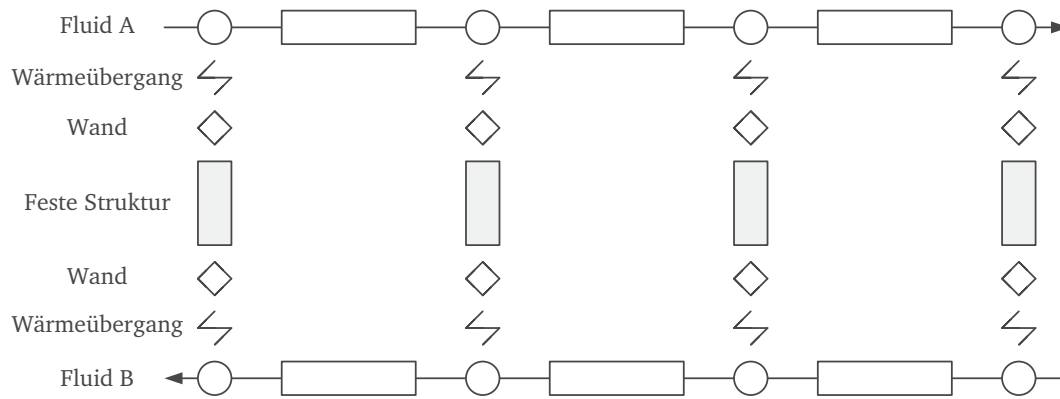


Abbildung 3.3: Prinzipieller Aufbau eines Wärmeübertragers

3.2.2 Thermohydraulisches Modell

APROS bietet zur thermohydraulischen Beschreibung der Wasser-Dampf-Seite ein homogenes und ein heterogenes Modell an [134][135]. Die Grundlage für die Beschreibung von Fluidströmungen bilden die eindimensionalen differenziellen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Das homogene - *drei-Gleichungs*-Modell wird im entwickelten Kraftwerksmodell zur Berechnung von einphasigen Regionen, wie Economizer, Überhitzer oder Vorwärmer eingesetzt. Hierbei werden für das Fluid drei Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie aufgestellt. Es wird dabei angenommen, dass einzelne Phasen - Wasser oder Dampf - Masse nur in Form von Phasenumwandlungen - Verdampfung oder Kondensation - austauschen können. Im heterogenen Modell oder auch *sechs-Gleichungs*-Modell genannt, werden die Erhaltungsgleichungen für jede Phase aufgestellt, dies ermöglicht die Berücksichtigung des Schlupfes zwischen den Phasen [134]. Die Massenerhaltungsgleichung ist in Gl. 3.1 gegeben, wobei der Index k die jeweilige Phase (d für Dampf und f für Flüssigkeit), der Index pk die Phasengrenze und der Index w die Wand beschreibt.

$$\frac{\partial(\epsilon_k \rho_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\epsilon_k \rho_k u_k)}{\partial z} = \Gamma_k \quad (3.1)$$

Hier finden sich Dichte ρ , der Volumenanteil ϵ ($\epsilon_d = 1 - \epsilon_f$), die Geschwindigkeit u , die Zeit t , die räumliche Koordinate in Strömungsrichtung z sowie der Quellterm Γ_k , der die Massenübergangsrate in den beiden Phasen durch Kondensation bzw. Verdampfung beschreibt. Die Massenübergangsrate wird mit der Energiebilanz (Gl. 3.2) an der Phasengrenze gebildet unter der Bedingung, dass die Energiebilanz über die Phasengrenze null ist. Die statische Enthalpie wird durch dem Term h repräsentiert.

$$\Gamma = \frac{\dot{Q}_{pf} + \dot{Q}_{pd}}{h_{d,sat} - h_{f,sat}} \quad (3.2)$$

Der Wärmeübergang an der Phasengrenze \dot{Q}_{pk} wird für jede Phase separat berechnet (Gl. 3.3 und 3.4).

$$\dot{Q}_{pd} = -e_{pd}(h_d - h_{d,sat}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{pf} = e_{pf}(h_f - h_{f,sat}) \quad (3.4)$$

Es werden dabei unterschiedliche Korrelationen zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten e_{pd} bzw. e_{pf} an der Phasengrenze verwendet, welche detailliert in [134] nachgeschlagen werden können.

In der Impulserhaltungsgleichung (Gl. 3.5) tauchen neben dem Druck p die Quellterme F_{grav} , F_V , F_{FV} , und ΔP_{pu} , welche für die Gravitationskraft, den Druckverlust in Ventilen, den Druckverlust durch geometrische Änderungen und die Pumpenförderhöhe stehen.

$$\frac{\partial(\epsilon_k \rho_k u_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\epsilon_k \rho_k u_k^2)}{\partial z} + \epsilon_k \frac{\partial p}{\partial z} = \epsilon_k u_{pk} + F_{grav,k} + F_{pk} + F_{wk} + F_V + F_{FV} + \Delta P_{pu} \quad (3.5)$$

Die Reibung an der Phasengrenze F_{pk} hängt fundamental von der vorliegenden Strömungsform ab. Das heterogene Modell unterscheidet in Schichten, Tropfen-, Ring- und Blasenströmung. Dabei wird je nach Strömung auf unterschiedliche Korrelationen zurückgegriffen [136] [137] [138], deren Implementierung in den Arbeiten von Hänninen nachgelesen werden kann [134] [139].

Zum Beschreiben der Reibung zwischen einer Phase und der Wand F_{wk} kann Gl. 3.6 verwendet werden, worin der hydraulische Durchmesser d und der Widerstandsbeiwert ζ einfließen [134].

$$F_{wk} = -2 \frac{\zeta_k \rho_k u_k |u_k|}{d} \quad (3.6)$$

APROS berechnet den Widerstandsbeiwert anhand der vorliegenden Strömung (laminar oder turbulent), der Reynoldszahl und der Rauigkeit, die verwendeten Korrelationen sind in [139] oder auch im VDI-Wärmeatlas zu finden [140]. Um die Zweiphasigkeit zu berücksichtigen, wird der Widerstandsbeiwert einer Phase noch mit einem Zweiphasenkoeffizienten multipliziert, welcher wie die Reibung an der Phasengrenze stark von der Strömungsform abhängt [139].

Die Erhaltungsgleichung für die Energie mit der Enthalpie h wird durch Gl. 3.7 ausgedrückt und beinhaltet den Wärmeübergang an der Wand \dot{q}_{wk} , der ähnlich wie die Reibung an der Phasengrenze über empirische Korrelationen bestimmt wird, die sie je nach Grad der Wandbenetzung unterscheiden [134].

$$\frac{\partial(\epsilon_k \rho_k h_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\epsilon_k \rho_k u_k h_k)}{\partial z} = \epsilon_k \frac{\partial p}{\partial z} + \Gamma_k h_{pk} + \dot{q}_{wk} + \dot{q}_{pk} + F_{pk} u_{pk} \quad (3.7)$$

Dem homogenen Modell liegen die genannten Erhaltungsgleichungen ebenfalls zu Grunde. Es gilt jedoch die vereinfachte Annahme, dass die Relativgeschwindigkeit zwischen den Phasen vernachlässigbar ist. Somit wird der Volumenanteil ϵ nicht in der differentiellen Erhaltungsgleichung berücksichtigt und

es werden nur Mischungsgrößen für Geschwindigkeit und Dichte bestimmt. Durch diesen Ansatz ist das Modell weniger rechenaufwendig, da statt der sechs partiellen nichtlinearen Differentialgleichungen nur drei gelöst werden müssen. Es ist möglich, in der Software unterschiedliche Regionen mit unterschiedlichen thermohydraulischen Modellen zu beschreiben, wodurch die Vorteile der beiden Modelle optimal genutzt werden können.

Die eindimensionale Simulation des Feuerraums und die damit verbundenen Mittelung über den Querschnitt führt dazu, dass nur globale Reaktionsgleichungen² betrachtet werden können und dreidimensionale Probleme wie Schadstoffbildung vernachlässigt werden. Es wird angenommen, dass die Reaktionen ideal ablaufen, sofern ausreichend Sauerstoff vorhanden ist und die herrschende Temperatur oberhalb der Zündtemperatur des Brennstoffes ist. Feste Brennstoffe werden anhand ihrer Zusammensetzung von Kohlenstoff, Wasserstoff, Asche, Wasser, Schwefel, Stickstoff, Sauerstoff und Partikelgröße definiert. Weiter wird der untere Heizwert definiert. Die Berechnung der korrespondierenden Reaktionsgeschwindigkeiten ist in einfachen Modellen hinterlegt. Die Verbrennung von festen Brennstoffen ist in APROS in drei wesentliche Schritte unterteilt:

- **Pyrolyse:** Die Pyrolysedauer, die Inverse der Reaktionsgeschwindigkeit, hängt von unterschiedlichen Faktoren wie Wärmeübergang in den Partikel, Wärmeleitung im Partikel und anderen Stoffeigenschaften ab. Sie ist im Allgemeinen unbekannt, weshalb in APROS Korrelationen für ihre Bestimmung hinterlegt sind. Diese sind abhängig von Partikelgröße und herrschender Temperatur [141]. Es wird angenommen, dass während der Pyrolyse die flüchtigen Bestandteile proportional zu ihrem definierten Massenanteil frei werden.
- **Verbrennung der Flüchtigen:** Die Oxidation der flüchtigen Bestandteile wird nur durch deren Verfügbarkeit und die von Sauerstoff limitiert.
- **Koksabbrand:** Das Modell für die Berechnung des Koksabbrandes basiert auf der Annahme, dass die Diffusion in der Grenzschicht die Geschwindigkeit bestimmt. In APROS kann Kohlenstoff ausschließlich zu Kohlenstoffdioxid bzw. Kohlenstoffmonoxid (teil-)oxidieren. Neben der Temperatur und der Partikelgröße bestimmt der Sauerstoffpartialdruck die Reaktionsgeschwindigkeit.

Die Berechnung des Wärmeübergangs vom heißen Rauchgas im Dampferzeuger in die Wärmeübertragerrohre erfolgt über die Mechanismen Konvektion \dot{Q}_{kon} und Strahlung \dot{Q}_{str} , die in Summe die übertragene Wärmemenge ergeben (Gl. 3.8).

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_{kon} + \dot{Q}_{str} \quad (3.8)$$

Die jeweiligen Wärmeströme berechnen sich mit Hilfe der jeweiligen Wärmeübertragungskoeffizienten α_{kon} bzw. α_{str} , der Temperaturdifferenz zwischen Wand (T_w) und dem Rauchgas (T_g) und der entsprechenden Wärmeübertrageroberfläche A (Gl. 3.9 und 3.10).

² Relevante chemische Reaktionsgleichungen sind in Tab. A.1 im Anhang gegeben.

$$\dot{Q}_{kon} = \alpha_{kon} A (T_g - T_w) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{str} = \alpha_{str} A (T_g - T_w) \quad (3.10)$$

Die Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten erfolgt mit den Gleichungen Gl. 3.11 und 3.12. Dabei hängt α_{kon} vom Rauchgasmassenstrom \dot{m}_g und einer Konstante k_{kon} ab, welche die geometrischen Gegebenheiten zusammenfasst. Der strahlungsbedingte Wärmeübertragungskoeffizient hängt von der Stefan-Boltzmann-Konstante σ , den existierenden Temperaturen und einer Konstante k_{str} ab.

$$\alpha_{kon} = k_{kon} \dot{m}_g^{0,6} \quad (3.11)$$

$$\alpha_{str} = k_{str} \sigma \frac{T_g^4 - T_w^4}{T_g - T_w} \quad (3.12)$$

Zur Berechnung der Dampfturbinen werden die Impuls- und Energieerhaltungsgleichungen (3.5 und 3.7) herangezogen, und die Veränderung von Enthalpie und Druck fließen als Quellterme in die Erhaltungsgleichungen ein. APROS berechnet anhand der nominellen Auslegungswerke den Stodolakoeffizienten K_S , welcher für den gesamten Lastbereich konstant gehalten wird. In der Berechnungsvorschrift für K_S nach Gl. 3.13 bezeichnen die Indizes E und A den Eintritt bzw. den Austritt aus der Turbine.

$$K_S = \dot{m} \sqrt{p_E v_E / (p_E^2 - p_A^2)} \quad (3.13)$$

Der Stodolakoeffizient wird bei der Berechnung des aktuellen Druckverlustkoeffizienten k verwendet (Gl. 3.14).

$$k = \frac{2}{K_S^2 \rho (1 + (p_A/p_E))} \quad (3.14)$$

Für die Bestimmung des Enthalpiegefälles Δh über die Turbine rechnet APROS im Allgemeinen nach Gleichung 3.15. Sie beinhaltet den isentropen Wirkungsgrad der Turbine (-nstufe) η , den Massenanteil von Dampf x und eine Referenzenthalpie h_{ref} mit dem Wert 1950 kJ/kg.

$$\Delta h = \dot{m} (x (h_{E,d} - (h_{E,d} - h_{ref}) (p_A/p_E)^{\eta/4,27} - h_{ref}) + (1 - x) (h_{E,f} - h_{A,f})) \quad (3.15)$$

Bei reinen Dampfströmungen ($x = 1$) vereinfacht sich Gl. 3.15 somit zu Gl. 3.16.

$$\Delta h = \dot{m} (h_{E,d} - (h_{E,d} - h_{ref}) (p_A/p_A)^{\eta/4,27} - h_{ref}) \quad (3.16)$$

Die in diesem Kapitel dargelegten mathematischen Grundlagen haben nicht den Anspruch auf Vollständigkeit. Ist weiterhin Interesse vorhanden, wird auf die Dissertation von Hänninen verwiesen, in der das heterogene Modell und dessen Implementation ausführlich beschrieben ist [139].

4 Modellbildung

Zum Ausgleich der stark fluktuierenden Einspeisung durch Wind- und Fotovoltaikanlagen werden vor allem jene Kraftwerke eingesetzt, die ursprünglich als Mittellastanlagen konzipiert wurden. Hierzu zählen die Steinkohlekraftwerke, welche zwar gegenüber den existierenden GuD-Anlagen ein deutlich trägeres Verhalten haben, aber aufgrund des günstigeren Brennstoffs den Strom zu niedrigeren Preisen an der Strombörse anbieten können [7]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein dynamisches Modell eines existierenden Steinkohlekraftwerk entwickelt, an welchem bereits verschiedene Konzepte untersucht wurden. Zunächst musste eine geeignete Referenzanlage ausgewählt werden, wobei die Wahl auf Block 7 des HKW Heilbronn fiel, das sich aus verschiedenen Gründen anbietet. Zum einen gehört er zu der sogenannten 750 MW-Klasse des Baden-Württembergischen Unternehmen EVT, welches mittlerweile in dem amerikanischen Mischkonzern GE aufgegangen ist. Der Block 7 hat drei Schwesterblöcke an den Standorten Scholven, Bergkamen und Bexbach. Obwohl die vier Einheiten auf dem gleichen Design beruhen, sind einige Unterschiede, die auf Kundenwünsche oder andere Kohlenzusammensetzungen zurückzuführen sind, zu erkennen. Nichtsdestoweniger kann davon ausgegangen werden, dass Erkenntnisse hinsichtlich Flexibilisierung leicht auf die anderen übertragbar sind. Dies ist insofern interessant, da die 750 MW-Klasse kontinuierlich weiter entwickelt wurde und die Grundlage für viele moderne Steinkohlekraftwerke auf der ganzen Welt ist. Als konkrete Beispiele können die Blöcke der Phase II im Kraftwerk Wai Gao Qiao in China [142] oder der Block 8 des Rheinhafen-Dampfkraftwerks in Karlsruhe genannt werden. Letzteres ist das Resultat einer kontinuierlichen Weiterentwicklung und erreicht einen Nettowirkungsgrad von über 46 %. Die Leistungsklasse des Block 7 vom HKW Heilbronn ist im deutschsprachigen Raum gut bekannt und wurde detailliert in Fachbüchern diskutiert [14] [15] [43] [50] [51].

Neben der möglichen Übertragbarkeit auf andere Anlagen zeichnet sich Block 7 in Heilbronn durch die bereits umgesetzten Maßnahmen zur Flexibilitätssteigerung aus. So wurden im Jahr 2012 Versuche durchgeführt und die technische Mindestlast von ursprünglich 27,5 % auf bis zu 15 % abgesenkt [36]. Diese signifikante Erweiterung des Lastbereichs wurde durch die Einführung des Einmühlenbetriebs möglich. Hierbei werden alle bis auf eine Feuerungsebene ausgeschaltet und die zugehörige Mühle bei ihrem minimalen Durchsatz betrieben (vgl. Kap. 2.2.1). Der tatsächliche minimale Eintrag an thermischer Leistung in den Dampferzeuger hängt damit vor allem vom Aschegehalt des Brennstoffs ab.

4.1 Referenzanlage

Als die Energie-Versorgung Schwaben AG (EVS) den Dampferzeuger für den Block 7 im Jahre 1981 bestellte, war er zusammen mit der Einheit in Bexbach die größte Anlage der Bundesrepublik und zeichnete sich durch ein innovatives Tangentialfeuerungskonzept aus, mit dessen Hilfe es möglich war die Stickoxid-(NO_x)-Emissionen unter dem damals gültigen Grenzwert von unter 800 mg/m³ (i.N.) zu halten. Bis zum Jahre 1982 waren Sekundärmaßnahmen zur Minderung der NO_x-Emissionen kein seriös diskutiertes Thema, was sich im Jahr 1984 änderte, als die zulässigen Grenzwerte auf 200 mg/m³ (i.N.)

abgesenkt wurden. Für die damals in der Errichtungsphase befindliche Anlage in Heilbronn musste nunmehr kurzfristig eine katalytische Entstickungsanlage nachgerüstet werden, um die neuen, ab 1988 geltenden, Grenzwerte einhalten zu können [145]. Der Querschnitt des 120,5 m hohen Dampferzeugers in Einzugturmbauweise von Block 7 ist mit nachgerüstetem Katalysator in Abb. 4.1 dargestellt. Die Anlage wurde für ein damals breites Brennstoffband zur Verfeuerung von in- und ausländischen Steinkohlen ausgelegt. Hierbei können Kohlen mit Heizwerten zwischen 24,7 und 30,5 MJ/kg, Wassergehalten von 6 bis 11 % und Aschegehalten von 6 bis 14 % eingesetzt werden [144]. Zum Zünden und als Sekundärbrennstoff wird Heizöl S verwendet. Die Abmessungen des Feuerraums betragen 17,8 m × 17,8 m × 58,5 m [144]. Eine Übersicht von weiteren technischen Daten des Dampferzeugers ist in Tab. 4.1 gegeben. Die Feuerraumtemperatur wurde für den Block 7 mit 1180 °C festgelegt. Der Abstand von 27,5 m zwischen Brennerspiegel und Konvektivheizflächen hat eine etwas größere Gesamthöhe zur Folge [144]. Ein anderer Ansatz wurde beim Schwesterblock Scholven F verfolgt, hier wurde ein deutlich geringerer Abstand gewählt, wodurch eine niedrigere Gesamthöhe erreicht wurde. Um die Berührungsheizflächen vor zu hohen Rauchgastemperaturen zu schützen, wurde dort die Heizfläche des Schottüberhitzers erhöht [43].

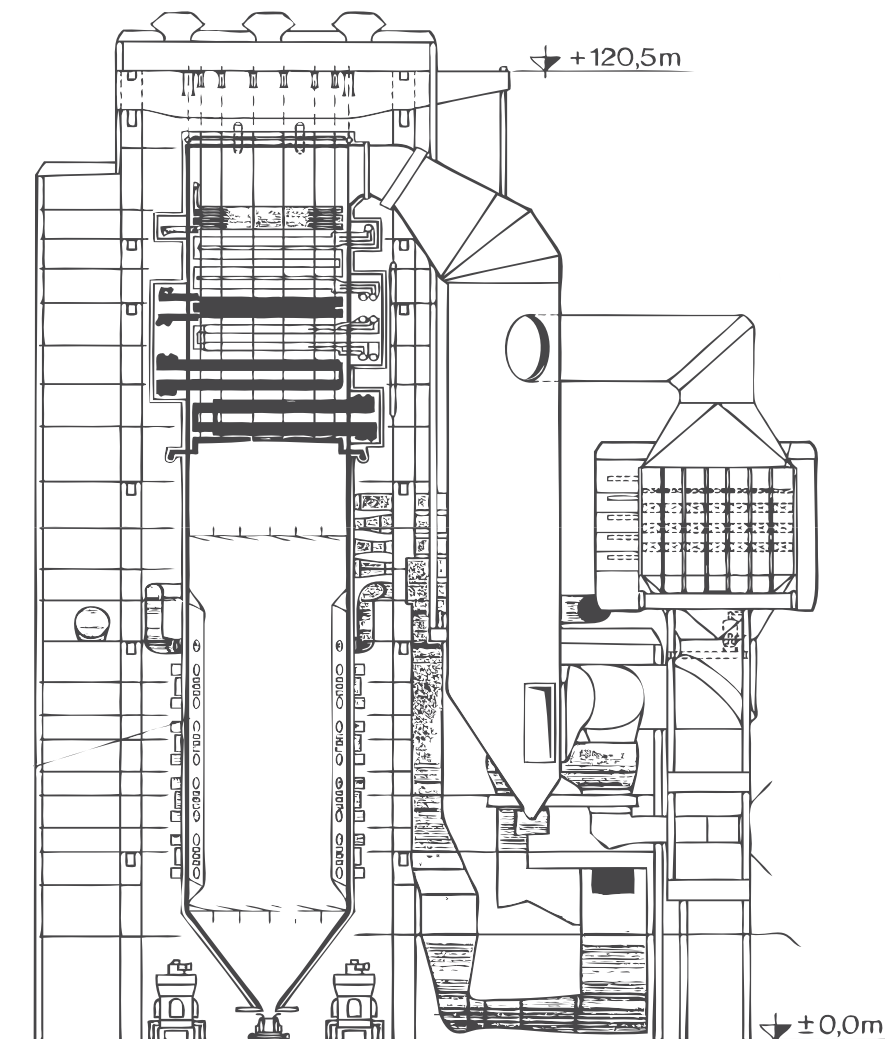


Abbildung 4.1: Querschnitt des Dampferzeugers der Referenzanlage, Quelle: [144], eigene Darstellung

Tabelle 4.1: Technische Daten zum Dampferzeuger der Referenzanlage, Quelle: [144]

zulässiger Betriebsdruck (HD)	bar	220
ECO-Eintrittstemperatur	°C	268
ÜH-Austrittstemperatur	°C	540
zulässiger Betriebsdruck (ZÜ)	bar	52
ZÜ-Eintrittstemperatur	°C	325
ZÜ-Austrittstemperatur	°C	540
Feuerraumendtemperatur	°C	1180
Abgastemperatur bei 100 % Last	°C	126

Die kurze Beschreibung der Heizflächen im Dampferzeuger stützt sich auf die Ausführungen von [144]. Das Speisewasser durchströmt zunächst den Economizer (ECO) im Gleichstrom, um zu verhindern, dass eine eventuell eintretende Verdampfung im niederen Lastbereich zu Störungen im Durchfluss führt. Im Gegensatz zu einigen modernen Anlagen sind die Rohre des Economizers nicht mit außen angebrachten Rippen zur Oberflächenvergrößerung versehen. Anschließend wird das Speisewasser zum unteren Ende des Trichters geführt, wo es in die Membranwand eintritt. Die Membranwand ist im Bereich der Brenner und des Strahlraums als Schrägwicklung aus Flossenrohren 28 mm × 5,6 mm ausgeführt. Die Schrägwicklung in den stärker wärmebelasteten Bereichen ermöglicht eine ausreichend hohe Massendstromdichte. Im Trichter sowie im Bereich der konvektiven Heizflächen ist die Membranwand senkrecht ausgeführt, um ein besseren Ascheablauf zu erreichen bzw. die Heizflächenrohre einfacher in den Dampferzeuger zu führen. Der leicht überhitzte Wasserdampf durchströmt anschließend den Überhitzer 1 (Tragrohrsystem) von oben nach unten und mündet im Überhitzer 2 (Schott), anschließend werden Überhitzer 3 und Überhitzer 4 durchströmt. Nach dem Entspannen in der Hochdruckturbine wird der Dampf in zwei Stufen (Zwischenüberhitzer 1 und 2) durch den Dampferzeuger geführt. Die Verschachtelung der Heizflächen im Rauchgaskanal wird durch die Reihenfolge der rauchgasseitigen Durchströmung wiedergegeben: Überhitzer 2, Überhitzer 4, Zwischenüberhitzer 2, Überhitzer 3, Zwischenüberhitzer 1, und ECO, wobei die Membranwand und das Tragrohrsystem parallel dazu angeordnet sind. In den Bereichen hoher Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasen und Arbeitsmedium, d.h. ÜH 2, ÜH 4 und ZÜ 2, sind die Heizflächen im Gleichstrom ausgeführt, um den Einsatz von hochwertigen Werkstoffen zu optimieren. Die im kälteren Bereich der Rauchgase befindlichen Heizflächen ÜH 3 und ZÜ 1 sind im Gegenstrom ausgeführt, um unnötig große Flächen zu vermeiden.

Für den Teil- und Schwachlastbetrieb ist ein Umwälzsystem implementiert. Hier wird in vier Wasserabscheidern das nicht verdampfte Wasser nach der Membranwand abgeschieden und zur Abscheideflasche geführt. Die Umwälzpumpe speist das Wasser stromauf des ECO zurück in den Dampferzeuger. Ein prinzipielles Fließschema vom Arbeitsmedium im Dampferzeuger zeigt Abb. 4.2.

Der Brennstoff wird pneumatisch zum Feuerraum befördert und in vier verschiedenen Feuerungsebenen verbrannt. Wie eingangs bereits erwähnt, handelt es sich hierbei um eine Tangentialfeuerung mit insgesamt 32 in den Ecken angeordneten Strahlbrennern, wobei jeweils zwei eine Einheit bilden, und bei der pro Ebene jeweils vier Brennereinheiten tangential auf einen Kreis ausgerichtet sind. Abb. 4.3 zeigt links den Schnitt durch eine Feuerungsebene, rechts davon ist der Brennerspiegel für eine Ecke gezeigt. Der Brennerspiegel hat eine Gesamthöhe von 26,5 m, und eine Brennereinheit besteht aus zwei Öffnun-

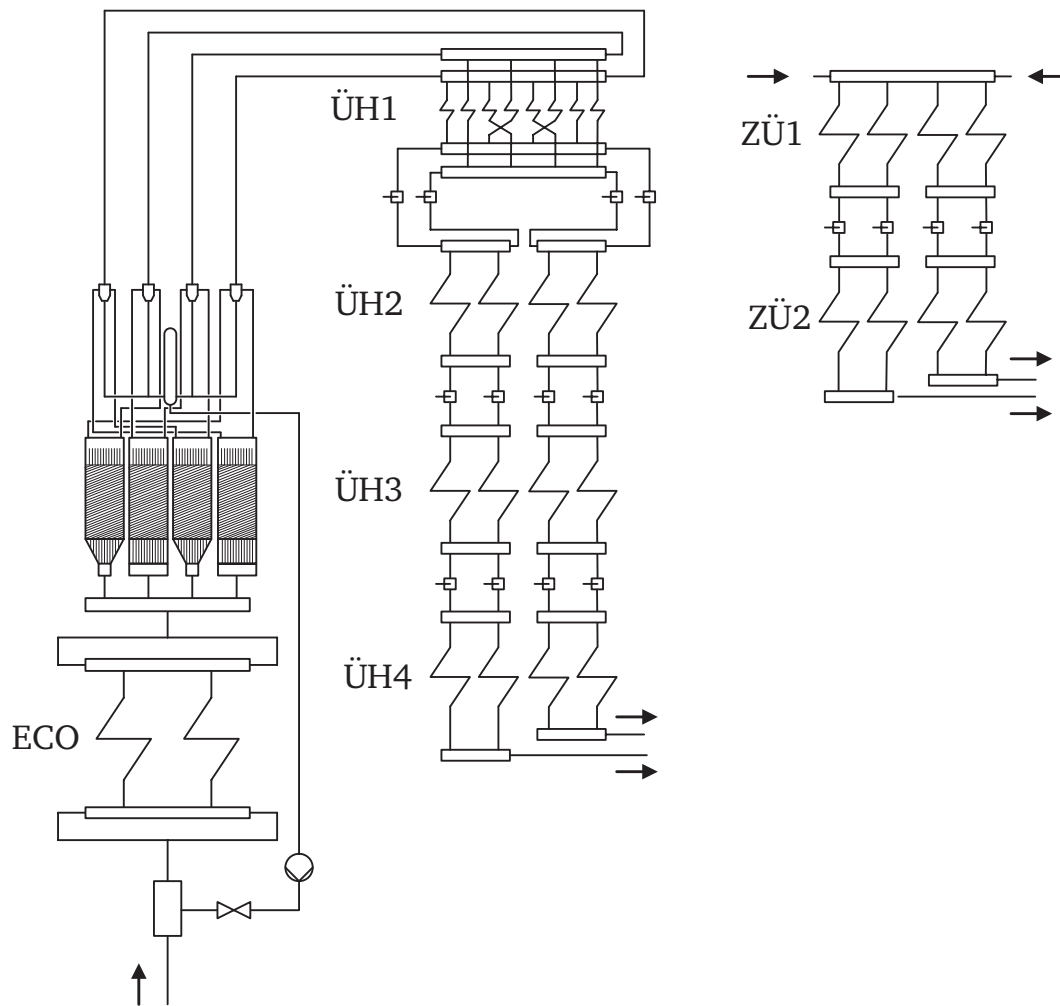


Abbildung 4.2: Wasser-Dampf-Fließschema, Quelle: [144], eigene Darstellung

gen für das Kohle/Primärluft-Gemisch und drei Öffnungen für die Sekundärluft, die sich auf Zwischen-, Ober- und Unterluft aufteilt, wobei die Letzteren auch als Ölbrenner ausgeführt sind. Oberhalb der vierten Feuerungsebene befindet sich die Ausbrandluft (ABL), auch Tertiärluft genannt, die zur Emissionskontrolle beiträgt. Hierbei werden die Brenner mit abgesenkten Luftzahlen betrieben, um Stickoxidbildung zu vermeiden, und die restliche Luft wird oberhalb hinzugegeben [14]. Das Versorgungssystem des schweren Heizöls ist für 35 % Dampferzeugerleistung ausgelegt und jede Ebene für 25 % der Leistung¹. Somit kann der Dampferzeuger auch in Schwachlast mit Öl gefahren bzw. beim Mühlenausfall kann eine ganze Ebene auch mit Öl betrieben werden [144].

Die komplette Luftversorgung der Anlage ist zweistraßig ausgeführt, dies bietet der Anlage in Heilbronn weitere Möglichkeiten der Flexibilisierung, da bei niedrigen Teillasten auch eine Straße der Luftversorgung ausgeschaltet werden kann, wodurch die im Betrieb befindlichen Ventilatoren näher am Auslegungspunkt sind und damit bei höheren Wirkungsgraden arbeiten können. Brennstoff- und Luftversorgung sind in Abb. 4.4 dargestellt. Die Luft kann aus dem Kesselhaus oder aus der Umgebung vom Sekundärluftventilator (SLV) angesaugt werden, nach dem SLV teilt sich der Luftstrom auf. Der eine Strom durchströmt den Dampfluftvorwärmer (DALUVO), in welchem er mit Dampf aufgeheizt wird und

¹ Eine Übersicht über den Dampferzeugerlastbereich ist im Anhang Abb. B.1 gegeben

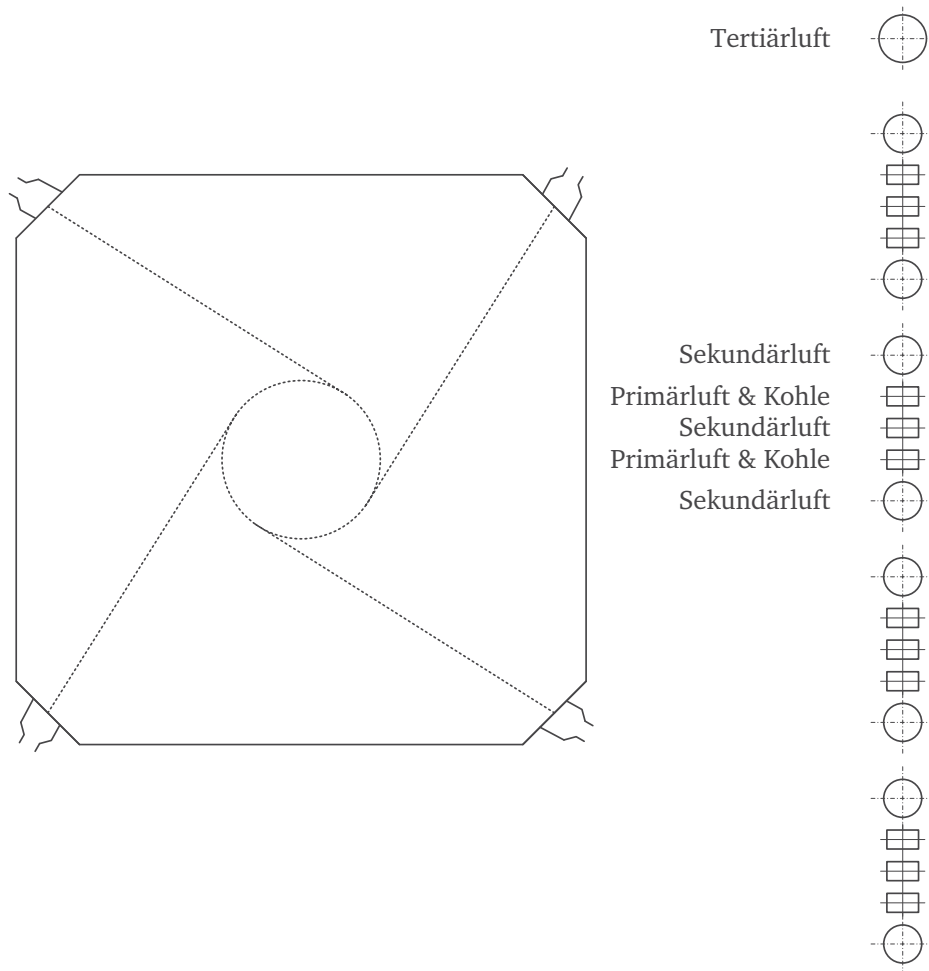


Abbildung 4.3: Prinzipielle Darstellung einer Feuerungsebene und eines Brennerspiegel

anschließend den LUVO, welchen er mit über 300 °C verlässt. Der nun aufgeheizte Sekundärluftstrom wird nun auf alle 16 Brenneinheiten und die vier ABL-Öffnungen verteilt, was zu einer Gesamtsumme von 20 Luftregelklappen führt. Der andere Teilstrom wird vom Primärluftventilator (PLV) auf ein höheres Druckniveau gebracht, um den Druckverlust in der Mühle zu überwinden. Der Primärluftmassenstrom dient als Tragluft für die gemahlene Kohle und transportiert diese von der Mühle zu den jeweiligen Feuerungsebenen. Ein Teil der Primärluft wird am Luvo vorbeigeführt und dient zur Temperaturregelung in den Mühlen. Die beiden Sekundärluftventilatoren sind axial mit verstellbaren Leitschaufeln ausgeführt, während für die Primärluftförderung drehzahlgeregelte Radialventilatoren eingesetzt werden. Die regenerativen Luftvorwärmer sind vom Typ Ljungström mit rotierender Speichermasse und fest stehenden Hauben.

Analog zur Luftversorgung ist auch der Rauchgasweg zweistraßig ausgeführt, wobei in der ursprünglichen Anlagenkonfiguration nur zwei elektrostatische Staubabscheider als Reinigungsanlagen vorgesehen waren. Im Zuge der Umweltschutzdiskussion der 80er Jahre wurden zwei katalytische Entstickungsanlagen und zwei Einheiten zur Rauchgasentschwefelung nachgerüstet [146] [147]. In der DeNOx werden NO und NO₂ mit Hilfe von Ammoniak (NH₃) und Sauerstoff zu Stickstoff und Wasser reduziert. Durch Einsatz eines geeigneten Katalysators, häufig Titandioxid (TiO₂), kann das Reaktionsfenster in den Bereich von 320-400 °C geschoben werden, womit die Reaktion nach dem ECO stattfinden kann. In der REA

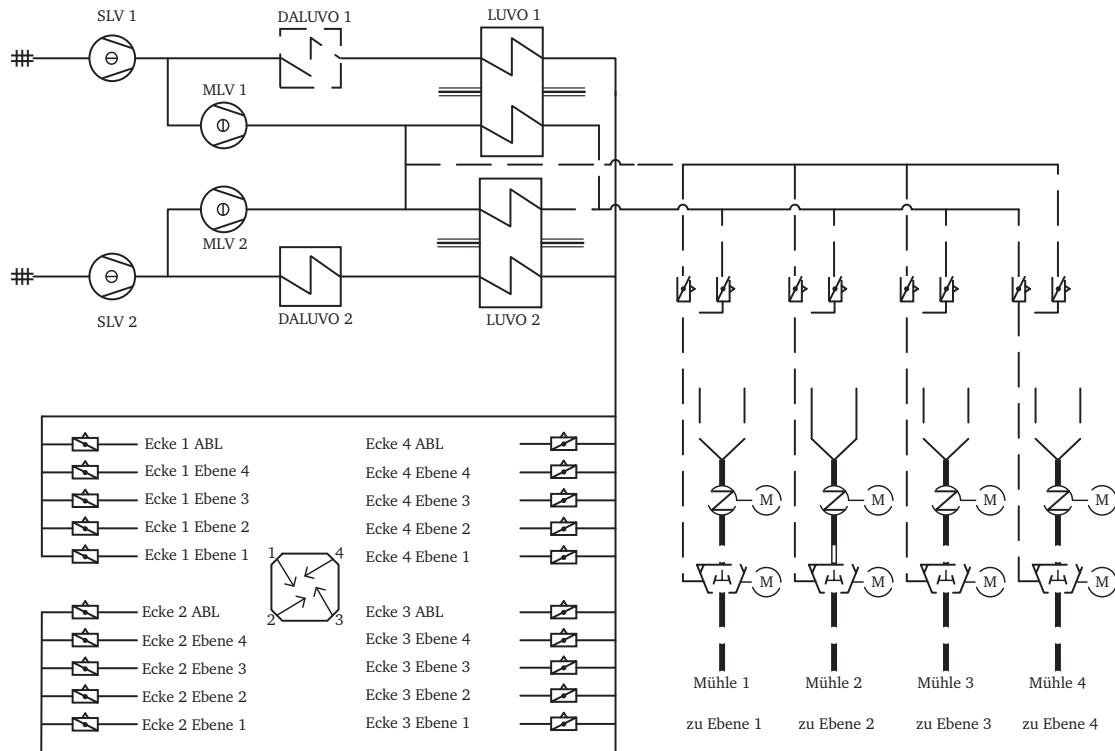


Abbildung 4.4: Brennstoff- und Luftversorgung des Dampferzeugers der Referenzanlage, Quelle: [144], eigene Darstellung

wird SO_2 unter zu Hilfenahme einer Kalksuspension in Gips überführt. Wie in Deutschland üblich, wurden auch hier die Saugzugventilatoren axial mit verstellbaren Schaufeln ausgeführt. Eine Übersicht über den Rauchgaspfad ist in Abb. 4.5 gezeigt. Das Rauchgassystem ist mit diversen Klappen und Bypässen versehen und kann auch in Teillast mit einem Saugzugventilator (SZV) betrieben werden. Stromauf der REA ist jeweils ein Gasvorwärmer (GAVO) angeordnet, der die gereinigten Rauchgase wieder aufwärmt, bevor sie in den Kamin geleitet werden.

Die freigesetzte chemisch gebundene Energie wird im Dampferzeuger auf das Arbeitsmedium Wasser übertragen, welches die thermische Energie in einem Clausis-Rankine-Prozess in mechanische Energie umwandelt. Mit Hilfe eines Generators kann die mechanische Energie des Turbosatzes in elektrische Energie überführt werden. Der Wasser-Dampf-Kreislauf vom Block 7 entspricht dem Stand der Technik der 80er, wobei einige Bemühungen unternommen wurden den spezifischen Wärmeverbrauch der Anlage zu minimieren. Der Kreislauf ist in Abb. 4.6 für den reinen Kondensationsbetrieb dargestellt, wobei der Übersicht halber auf die Darstellung diverser Nebensysteme verzichtet wurde. Der Turbosatz der Anlage besteht aus einer einflutigen Hochdruckturbinen (HDT), einer doppelflutigen Mitteldruckturbine (MDT), zwei doppelflutigen NDT und einem Generator. Der Abdampf aus den Niederdruckturbinen wird in einem Kondensator in den flüssigen Zustand überführt. Die Anlage ist mit sieben Vorwärmern, die aus den Turbinenanzapfungen A1-A7 versorgt werden, ausgestattet [148]. Es teilt sich dabei auf fünf Niederdruckvorwärmstufen und zwei Hochdruckvorwärmstufen auf, wobei die vorletzte Vorwärmstufe einen getrennten Enthitzer besitzt, da das Temperaturniveau der ersten MDT-Anzapfungen höher ist als

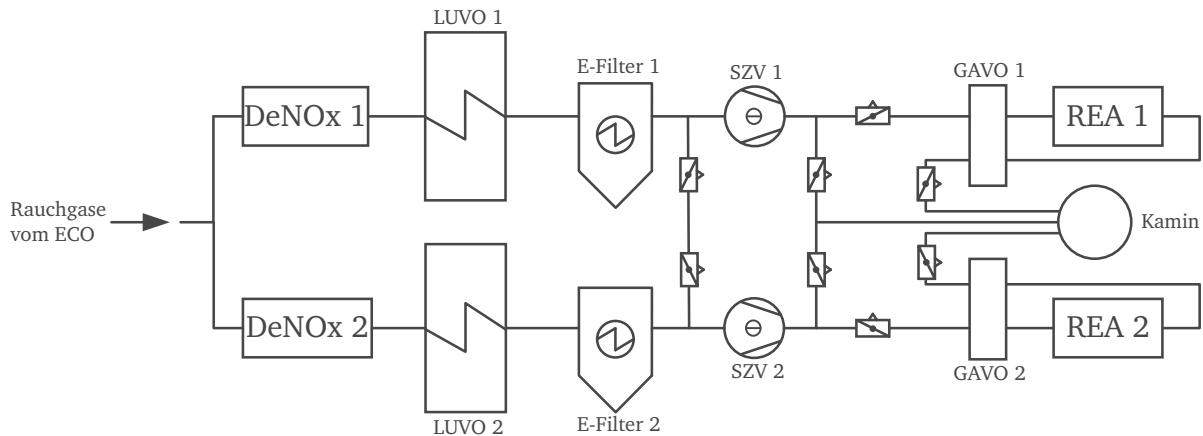


Abbildung 4.5: Rauchgaspfad der Referenzanlage, Quellen: [146] [147], eigene Darstellung

in der kalten Zwischenüberhitzung. Der Antrieb der zweistufigen Speisewasserpumpe erfolgt mithilfe einer SPAT, welche im Normalfall aus Anzapfung A5 versorgt wird, im Falle von niedrigen Teillasten oder aktiver Turbinenumfahrung erfolgt die Versorgung aus der kalten Zwischenüberhitzung. Zum Anfahren und als Reserve ist eine elektrisch angetriebene Speisewasserpumpe vorhanden, die bis zu 70 % Dampferzeugerleistung betrieben werden kann. Das HKW kann bis zu 550 MW Fernwärme auf zwei verschiedenen Temperaturniveaus (A4 und A7) auskoppeln [148].

Um die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Anlagen beurteilen zu können sollen kurz die Unterschiede zu den Schwesterblöcken in Bergkamen und Bexbach aufgezeigt werden. Die Informationen zu der Anlage in Bexbach stammen aus [15] und [149], während die Bergkamener Einheit in [51] vorgestellt wird. Der Block in Bexbach hat ebenfalls eine relativ niedrige Feuerraumendtemperatur, wodurch er eine ähnliche Höhe wie die Einheit in Heilbronn besitzt. Jedoch wurden niedrigere Dampftemperaturen vorgesehen (535/535 °C) und eine niedrigere Dampferzeugereintrittstemperatur von 250°C verwirklicht. Der Wasser-Dampfkreislauf ähnelt Block 7 stark, so sind beispielsweise ebenfalls sieben Vorwärmstufen und eine SPAT als Antrieb der Speisewasserpumpe vorgesehen. Auf der Gasseite hingegen ist ein einstraßiges Konzept umgesetzt worden. Die Anlage hat einen PLV, einen SLV, einen SZV sowie einen LUVO vom Typ Rothemühle mit stehender Speichermasse und rotierenden Hauben. Während sich die Anlagen in Bexbach und Heilbronn Wasser-Dampf seitig stark ähneln, ist die Anlage in Bergkamen konservativer ausgelegt worden. Die Dampfparameter am Turbineneintritt liegen bei 530/530 °C und 190/42,5 bar. Des Weiteren sind nur sechs Vorwärmstufen eingebaut und die Speisewasserversorgung wird durch 2 × 60 % elektrisch angetriebene Pumpen bewerkstelligt. Die Gasseite in Bergkamen stimmt weitestgehend mit der in Heilbronn überein.

Die bisherigen Ausführungen über das Referenzkraftwerk beziehen sich im Wesentlichen auf den Stand der Inbetriebnahme, jedoch wurde Block 7 im Jahr 2009 einer Leistungssteigerung unterzogen, bei der der Dampferzeuger, die Turbinen, die Mahlanlagen und das Primärluftsystem ertüchtigt wurden. Insgesamt konnte die maximale Frischdampfmenge von 606 auf 655 kg/s und die Dampfparameter auf 545/545 °C angehoben werden.

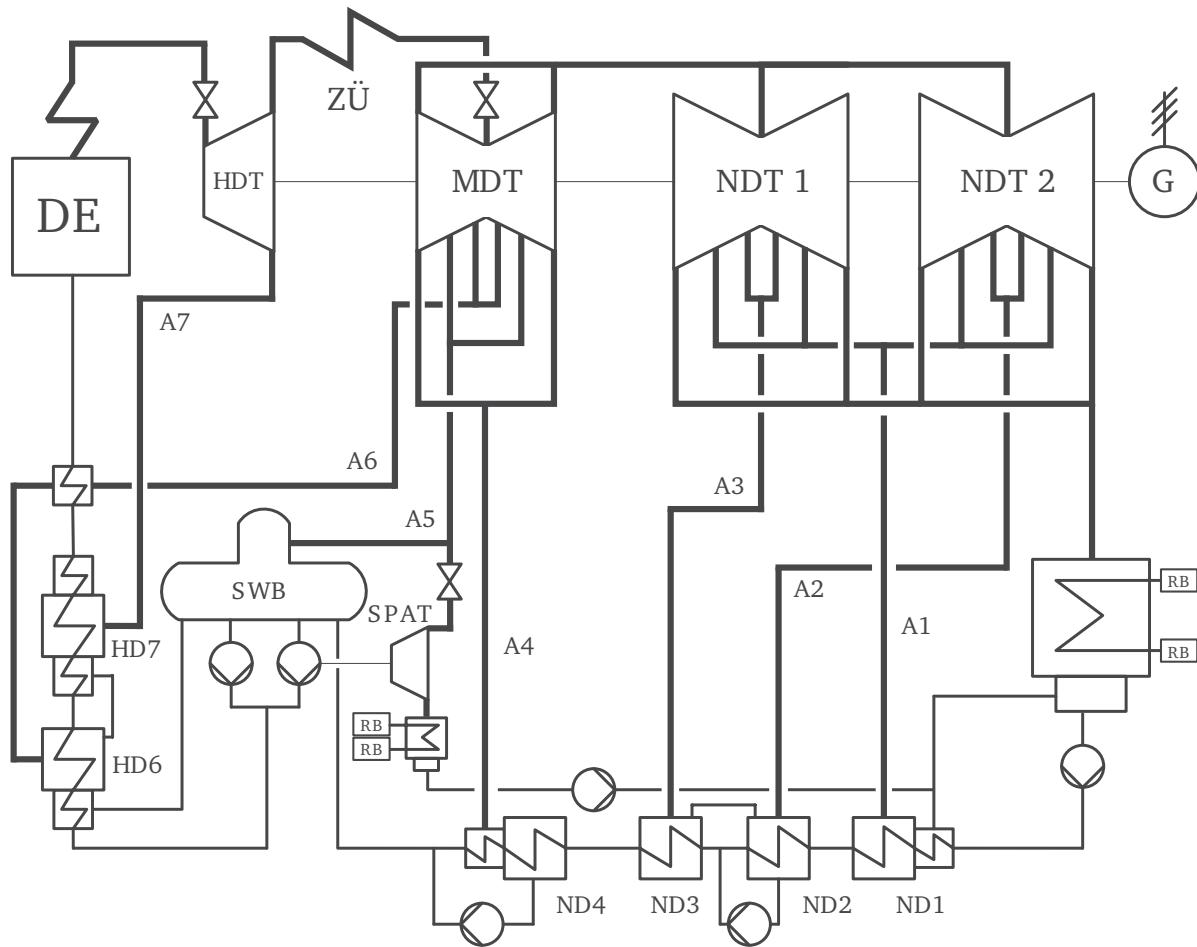


Abbildung 4.6: Wasser-Dampf-Kreislauf der Referenzanlage ohne Fernwärmeauskopplung und Nebensysteme. RB bezeichnet die Randbedingungen für das spätere numerische Modell, Quelle: [148], eigene Darstellung

4.2 Modellierung

In diesem Abschnitt werden der Modellumfang des Kraftwerks und die Vorgehensweise bei der Modellierung beschrieben. Nach einer kurzen Gesamtübersicht werden die einzelnen Teilsysteme und deren Verknüpfung untereinander vorgestellt.

4.2.1 Modellumfang und Randbedingungen

Eine Zusammenfassung der Anforderungen an das Kraftwerksmodell, welche letztendlich den Modellumfang und den Detaillierungsgrad bestimmen, wurde bereits in Kapitel 2.3 gegeben. Eine grundlegende Eigenschaft des Kraftwerksmodells soll die Minimierung von Randbedingungen sein, welche die Systemgrenzen des Modells bestimmen. Legt man die Systemgrenze um die gesamte Anlage, ergeben sich vier Stoffströme, die selbige überschreiten: Brennstoff-, Luft-, Rauchgas- und Kühlwassermassenstrom. Für den Prozess wichtige Randbedingungen sind Brennstoffzusammensetzung, Kühlwassertemperatur, Umgebungstemperatur und -druck. Ein Überblick über die Bilanzgrenze ist in Abb. 4.7 gegeben. Für den

Modellaufbau hat es sich als zweckmäßig erwiesen, das Kraftwerk in unterschiedliche Teilsysteme zu zerlegen:

1. Luft- und Rauchgasseite
2. Brennstoffversorgung
3. Dampferzeuger
4. Turbosatz und Vorwärmstrecke

Diese sind ebenfalls mit ihren Schnittstellen zu den anderen Teilsystemen in Abb. 4.7 illustriert und werden in den nachfolgenden Teilkapiteln näher erläutert.

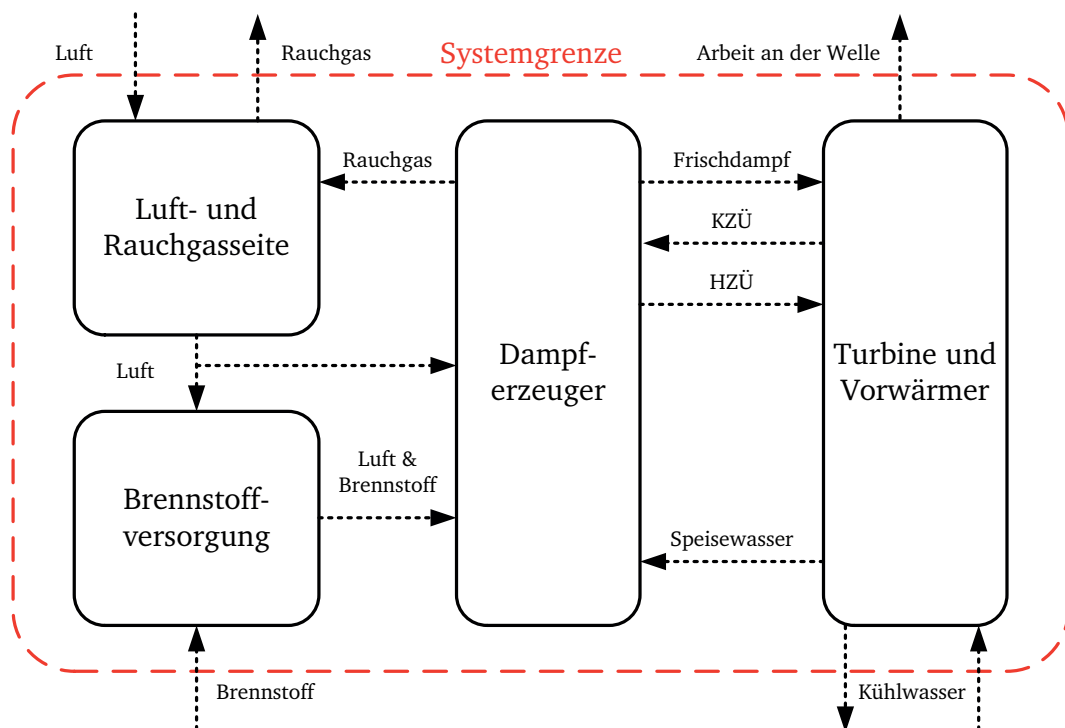


Abbildung 4.7: Bilanzraum des abgeleiteten Kraftwerksmodells mit Teilsystemen und Schnittstellen

4.2.2 Luft- und Rauchgasseite

Das Teilsystem Luft- und Rauchgasseite beginnt an der Frischluftansaugung aus der Umgebung und versorgt einerseits die Mühlen und den Dampferzeuger mit Luft. Andererseits ist der Abgastrakt vom Dampferzeugeraustritt bis zum Austritt aus den Saugzügen zugeordnet. Als Randbedingungen werden Umgebungsdruck und -temperatur sowie optional die Luftfeuchtigkeit angeben. Folgende Komponenten umfasst die Grundversion des Teilmodells: Kanalsystem, Axialventilatoren, Radialventilatoren, Regenerativer Luftvorwärmer, Dampf-Luftvorwärmer, Sekundär- und Tertiärluftklappen und Rauchgasreinigung. Die Modellierung der einzelnen Komponenten wird in den nachfolgenden Teilkapiteln behandelt.

4.2.2.1 Kanalsystem

Alle Anlagenkomponenten sind durch das Kanalsystem miteinander verbunden. Aus den üblicherweise rechteckigen Kanalabschnitten wurde jeweils Ersatzgeometrie mit kreisförmigen Querschnitt abgeleitet (Abb. 4.8).

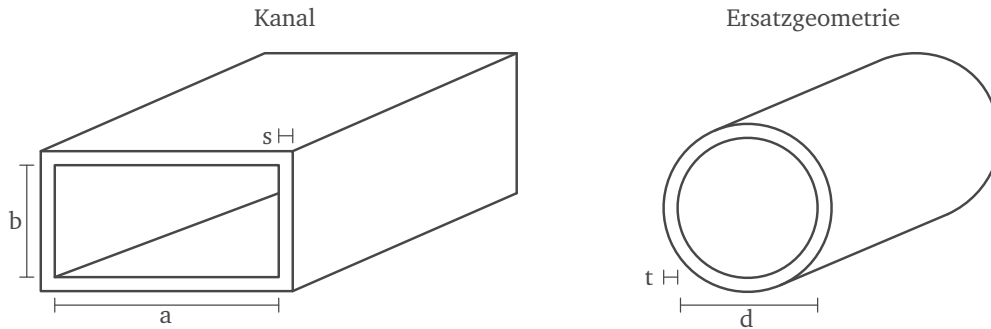


Abbildung 4.8: Ableitung der Ersatzgeometrie für das Kanalsystem

Der innere Querschnitt A_s des Kanalsegments mit den Kantenlängen a und b ist durch Gl. 4.1, während Querschnitt der Wand A_w durch die Wandstärke s definiert ist (Gl. 4.2). Die daraus abgeleitete Ersatzgeometrie ist ein Rohr mit dem Innendurchmesser d und der Wandstärke t (Gl. 4.3 und 4.4).

$$A_s = a b \quad (4.1)$$

$$A_w = 2 s (a + b) \quad (s \ll a, b) \quad (4.2)$$

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} a b} \quad (4.3)$$

$$t = \frac{2 s}{\pi d} (a + b) \quad (4.4)$$

Um die Druckverluste durch Formveränderungen wie Abzweigungen, Verjüngungen oder Bögen mit zu berücksichtigen, wurde der Widerstandsbeiwert ζ für die jeweiligen Abschnitte ermittelt [140]. Alternativ kann der Formverlust auch anhand von Auslegungsdaten, sofern vorhanden, implementiert werden. Es wird dabei angestrebt, die Länge und den geodätischen Höhenverlauf des realen Kanalsystems möglichst genau abzubilden. Konvektive Wärmeverluste vom Kanalsystem an die Umgebung sind nicht berücksichtigt.

4.2.2.2 Axialventilatoren

Das modellierte Kraftwerk verfügt über insgesamt vier mit verstellbaren Leitschaufeln ausgeführte Axialventilatoren: zwei parallel arbeitende Saugzugventilatoren und zwei parallel arbeitende Frischluftventi-

latoren. Die Charakterisierung des einzelnen Ventilators erfolgt über die Definition eines Kennfelds, das als Schar von Isolinien des Laufschaufelwinkels abgebildet wird. Im Kennfeld wird somit für verschiedene konstante Leitschaufelwinkel die Druckerhöhung im Ventilator als Funktion des Volumenstroms hinterlegt. Bereiche zwischen einzelnen Isolinien ergeben sich durch lineare Interpolation.

Das existierende Axialventilatormodell der Software berücksichtigt nicht die Temperaturerhöhung in Folge der Verdichterarbeit oder des Wirkungsgrades. Möchte man die Temperaturerhöhung jedoch berücksichtigen, muss das Modell dementsprechend erweitert werden. Hierzu wurde ein allgemein gültiges Modell für ideale Gase, welches auf den Ausführungen von Postler basiert, implementiert [87]. Die Berechnung der Temperaturerhöhung im Ventilator $\Delta\vartheta_{vent}$ erfolgt mittels Gl. 4.5 mit Hilfe der Prozessgrößen Druck p , Ventilatorwirkungsgrad η , Temperatur T , Wärmekapazität c_p , Adiabatenexponent κ , Volumen- und Massenstrom \dot{V} bzw. \dot{m} . Indizes E und A bezeichnen die Zustände am Eintritt bzw. Austritt des Ventilators.

$$\Delta\vartheta_{vent} = \left(\frac{p_A}{p_E}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} T_{ein} - T_{ein} + \frac{\Delta p \dot{V} (1-\eta)}{c_p \dot{m}} \quad (4.5)$$

Mit Hilfe der berechneten Temperaturerhöhung ergibt sich der notwendige Wärmestrom \dot{Q}_{vent} zur Erwärmung des Gases (Gl. 4.6):

$$\dot{Q}_{vent} = \dot{m} c_p \Delta\vartheta_{vent} \quad (4.6)$$

Um den Einfluss der Gaszusammensetzung auf den Adiabatenexponent κ in Gl. 4.5 zu berücksichtigen wurde eine aktuelle In-situ-Bestimmung von selbigen eingefügt. Für die vier wichtigen Gaskomponenten Sauerstoff, Stickstoff, Wasserdampf, und Kohlenstoffdioxid wird κ_i dabei fest definiert und Temperaturabhängigkeit vernachlässigt. Zunächst werden die jeweiligen Volumenanteile y_i bestimmt, wobei andere Komponenten außer den vier genannten vernachlässigt werden. Die Berechnung des Adiabatenexponenten des Gasgemisches erfolgt mittels Gl. 4.7.

$$\kappa = \frac{\sum_i \frac{y_i \kappa_i}{\kappa_i - 1}}{\sum_i \frac{y_i}{\kappa_i - 1}} \quad (4.7)$$

Eine genannte Anforderung in Kap. 2.3 an das Modell war die Möglichkeit, Störfalluntersuchungen in neuen Betriebspunkten durchführen zu können. Im Falle von gaseitigen Störfalluntersuchungen wie Feuer-Not-Aus, Schwarzfall oder Ventilatorausfall ist eine korrekte Abbildung des Auslaufverhaltens und wichtig zur Interpretation der Ergebnisse notwendig. Karner hat in seiner Arbeit [150] ein Modell entwickelt, welches neben der kinetischen Energie des Ventilators auch den Einfluss der Strecke mitberücksichtigt. Die Drehzahl n ist in Abhängigkeit der herrschenden Bedingungen zum Ausschaltzeitpunkt (Index 0), dem Volumenstrom \dot{V} , dem Ventilatorwirkungsgrad η sowie der Massenträgheit von

Ventilator, Kupplung und Motor θ in Gl. 4.8 gegeben. Auf die Herleitung von Gl. 4.8 wird an diesem Punkt verzichtet und auf [150] verwiesen.

$$\frac{n}{n_0} = \sqrt{1 - \frac{2}{B_0} \int_0^t \frac{\Delta p \dot{V} \eta_0}{\Delta p_0 \dot{V}_0 \eta} dt} \quad (4.8)$$

$$B_0 = \theta \frac{(2 \pi n_0)^2 \eta_0}{\Delta p_0 \dot{V}_0} \quad (4.9)$$

4.2.2.3 Radialventilatoren

Die beiden Primärluftventilatoren (Mühlenträger) sind, da sie den deutlich höheren Widerstand in den Kohlemühlen überwinden müssen, als Radialluftventilatoren ausgeführt, deren Regelung über die Drehzahl des Motors erfolgt. Das existierende Radialventilatormodell in APROS hat sich jedoch als ungeeignet erwiesen, da es zu unphysikalischen Resultaten führt. Alternativ dazu hat sich gezeigt, dass sich zur Abbildung der Ventilatoren das existierende Kompressormodul eignet. Strenggenommen ist ein Ventilator ein Kompressor (Verdichter) mit einem sehr geringen Druckverhältnis Π . Das charakteristische Kennfeld des Ventilators wird als Schar von Isolinien für konstante Drehzahlen n angegeben und ist beispielhaft in Abb. 4.9 gezeigt. Jeweils zwei Punkte $P1(n_i)$ und $P2(n_i)$ definieren eine Parabel, wobei $P1(n_i)$ das Maximum selbiger ist.

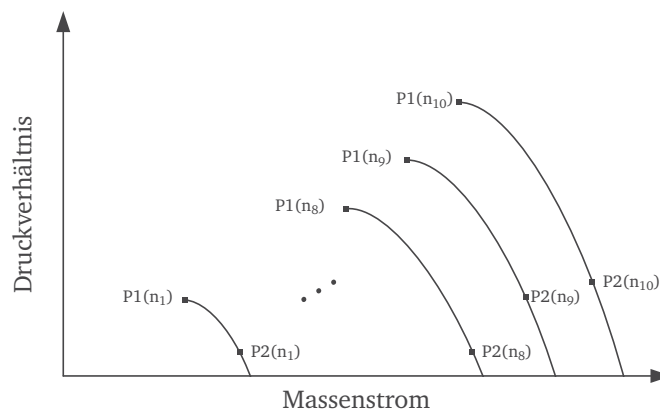


Abbildung 4.9: Kennfeld des Radialventilators

Anders als das Axialventilatormodell berücksichtigt das vorhandene Modul die Temperaturerhöhung, und eine Modifikation ist hier nicht nötig. Für die Berechnung des Auslaufverhaltens kommt ebenfalls Gl. 4.8 zum Einsatz.

4.2.2.4 Regenerativer Luftvorwärmer

Aufgrund der zwei parallel arbeitenden Rauchgaspfade besitzt die Anlage zwei regenerative Luftvorwärmer vom Typ Ljungström. Diese bestehen aus einer thermischen Speichermasse, welche zwischen den Luftkanälen und den Rauchgaskanälen rotiert. Dabei nimmt sie Wärme im Rauchgaspfad auf, speichert

sie und gibt sie an die Luftseite ab. Insgesamt gibt es drei beteiligte Stoffströme, nämlich Rauchgas, Primär- und Sekundärluft, deren Anordnung in Abb. 4.10 (links) zu sehen ist. Der resultierende Wärmestrom vom Rauchgas durchdringt die Wärmeübertragerfläche auf der Rauchgasseite A_{RG} und teilt sich auf die Wärmeübertragerflächen von Primär- und Sekundärluft (A_{PL} und A_{SL}) auf. Folgende Annahmen werden bei der Modellierung getroffen:

- Die Gesamtmasse m_{Luvvo} des Luvos ist bekannt und teilt sich zu 10 % auf Welle und 90 % auf thermische Speichermasse auf.
- Totale Wärmeübertragerfläche A_{tot} , Dichte ρ , Wärmeleitfähigkeit und -kapazität c der Masse sind bekannt.
- Die Aufteilung der Wärmeübertragerfläche A_{tot} erfolgt zu 50 % auf A_{RG} und 50 % auf A_{PL} und A_{SL} .
- Die Flächen A_{PL} und A_{SL} ergeben sich aus dem Verhältnis der bekannten nominellen Massenströme $\dot{m}_{PL,nom.}$ und $\dot{m}_{SL,nom.}$.
- Wärmeverluste an die Umgebung und Wärmeleitung in axialer Richtung werden nicht berücksichtigt.

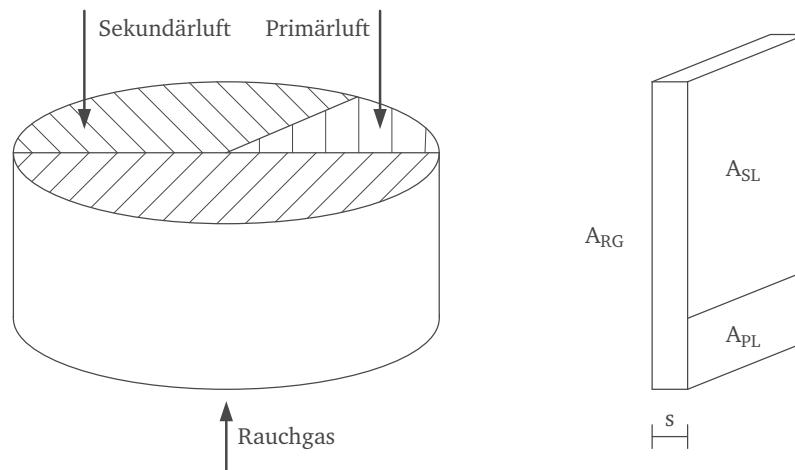


Abbildung 4.10: Links: Prinzipskizze eines Luvos, rechts: Ersatzgeometrie des Plattenwärmeübertragers

Aus diesen Überlegungen ergibt sich ein Plattenwärmeübertrager mit einer Wandstärke s von:

$$s = \frac{m_{Luvvo}}{\rho A_{RG}} = \frac{m_{Luvvo}}{\rho (A_{PL} + A_{SL})} = \frac{2 m_{Luvvo}}{\rho A_{tot}} \quad (4.10)$$

Die Wärmeübertragerfläche A_{SL} ergibt sich mit den Gleichungen 4.11 und 4.12,

$$A_{SL} + A_{PL} = \frac{A_{tot}}{2} \quad (4.11)$$

$$\frac{A_{PL}}{A_{SL}} = \frac{\dot{m}_{PL,nom.}}{\dot{m}_{SL,nom.}} \quad (4.12)$$

zu Gl. 4.13:

$$A_{SL} = \frac{A_{tot}}{2 \left(1 + \frac{\dot{m}_{PL,nom.}}{\dot{m}_{SL,nom.}} \right)} \quad (4.13)$$

Die Ersatzgeometrie ist in Abb. 4.10 (rechts) stark vereinfacht dargestellt. Zum besseren Verständnis bezüglich der Wärmestruktur wird auf Abb. 4.11 verwiesen. Zur axialen Diskretisierung dienen i Kontrollvolumen, wobei in einem Rauchgaskontrollvolumen N_{RG} die Wärme auf zwei unterschiedliche Wärmestrukturen übertragen wird und anschließend auf die entsprechenden Luftkontrollvolumen (N_{SL} bzw. N_{PL}). Eine generelle Aussage, wie groß i bei regenerativen Luftvorwärmern gewählt werden sollte, existiert nicht, jedoch zeigt die Erfahrung, dass eine Diskretisierung von $i = 10-16$ ausreichend ist. Der prinzipielle Aufbau von Wärmeübertragern wird in Kap. 3.2.1 anhand von Abb. 3.3 vorgestellt.

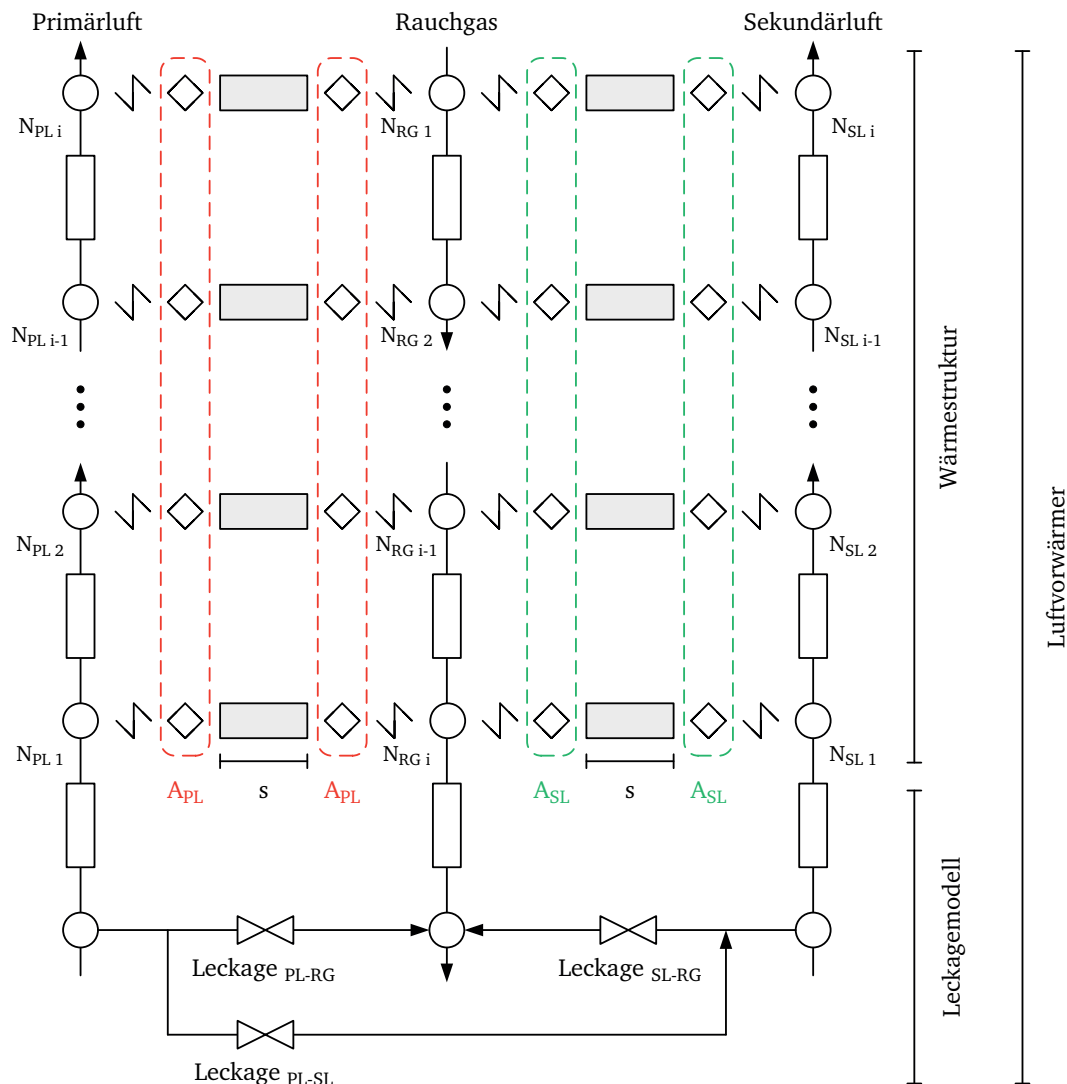


Abbildung 4.11: Aufbau der Wärmestruktur und das Leckagemodell des Luftvorwärmers

Rotierende Luvos besitzen typischerweise eine Leckageströmung zwischen den drei Stoffströmen Rauchgas, Primär- und Sekundärluft, die wegen technischer Undichtigkeit unvermeidbar ist [14]. Die auftre-

tende Leckagemenge ist abhängig von der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Stoffströmen. Insgesamt treten drei Leckageströmungen auf, da der höchste Druck in den Primärluftleitungen herrscht, bilden sich Leckageströme zur Rauchgasseite und Sekundärluftseite aus. Da der Rauchgaskanal im Unterdruck betrieben wird, bildet sich schließlich auch ein Leckagestrom von der Sekundärluftseite hierher aus. Zur Modellierung wurden hierzu Druckverluste in Form von Ventilen (Abb. 4.11) zwischen den Gaskanälen eingefügt und auf den Auslegungsfall eingestellt. Bei Wärmebilanzen in der Literatur wird allgemein angenommen, dass ein Drittel der Leckluft an der heißen Luvo-Seite übertritt und zwei Drittel am kalten Ende [43]. Im hier vorgestellten Modell wird vereinfachend der Leckluftübertritt zu 100 % am kalten Ende berechnet.

4.2.2.5 Dampf-Luftvorwärmer

Moderne Kraftwerke verfügen über Vorrichtungen um die Korrosion am kalten Ende zu verhindern. Diese tritt auf, wenn der Säuretaupunkt des Rauchgases unterschritten wird. Zum Schutz der Komponenten stellt man sicher, dass die Temperatur der letzten Heizflächen im Luftvorwärmer stets über dem Säuretaupunkt ist. Bei Steinkohlekraftwerken setzte man häufig Dampfluftvorwärmer ein, welche mit niederkalorischem Dampf versorgt werden und die Temperatur der Luft anheben [43]. So verfügte die Referenzanlage beim Bau über zwei Dampfluftvorwärmer auf Sekundärluftseite (vgl. Abb. 4.4). Der Dampf kondensiert dabei in den Rohren des Wärmeübertragers, und die Luft erwärmt sich dementsprechend, eine Illustration ist in Abb. 4.12 (links) gegeben.

Auf der rechten Seite von Abb. 4.12 ist dargestellt wie man den Dampfluftvorwärmer prozesseitig abbilden kann, bestehend aus einem Rohrbündelwärmeübertrager, einem Tank T, einer Pumpe P1 und zwei Ventilen V1 und V2. Der Wärmeübertrager wird anhand von geometrischen und thermodynamischen Auslegungsdaten implementiert, wobei zur Berechnung der Kondensation in den Rohren in APROS Korrelationen von Nusselt, Chen und Shah hinterlegt sind [151] [152] [153]. Anschließend fließt das Kondensat in den Tank, dessen Füllstand über das Ventil V1 geregelt wird und in dem die Pumpe für den Transport zum Speisewasserbehälter sorgt. Über das Ventil V2 wird der zugeführte Dampfmassenstrom manipuliert.

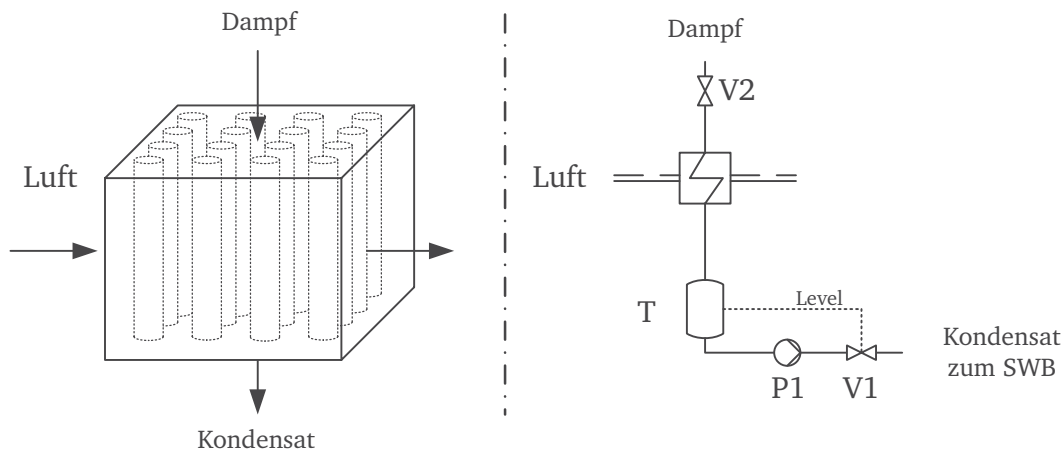


Abbildung 4.12: Prinzipskizze eines Dampfluftvorwärmers, rechts: Integration des Dampfluftvorwärmers im Prozess

Auch wenn die Berechnung der Kondensation des Wasserdampfes in Rohren prinzipiell funktioniert, hat sie sich jedoch häufig als Schwachstelle des numerischen Gesamtmodells bezüglich Stabilität und Rechendauer erwiesen. Aus diesen Gründen wurde alternativ ein stark vereinfachtes Modell für den Dampfluftvorwärmer implementiert. Dabei sind Luftmassenstrom \dot{m}_{luft} , Lufteintrittstemperatur $t_{luft, ein}$, Dampfmassenstrom \dot{m}_{dampf} und Dampfenenthalpie h_{dampf} bekannt. Um die im Dampfmassenstrom verfügbare Wärmemenge zu bestimmen wird angenommen, dass der Dampfmassenstrom vollständig bei t_{kon} kondensiert und keine Unterkühlung stattfindet. Dabei ist t_{kon} um die Grädigkeit Δt_{gr} größer als die Lufteintrittstemperatur (Gl. 4.14).

$$t_{kon} = t_{luft, ein} + \Delta t_{gr} \quad (4.14)$$

Somit berechnet sich die nutzbare Wärmemenge \dot{Q}_{Daluvo} nach Gl. 4.15. Der Term $h'(t_{kon})$ steht dabei für die Enthalpie des Kondensats ($x = 0$).

$$\dot{Q}_{Daluvo} = \dot{m}_{dampf} (h_{dampf} - h'(t_{kon})) \quad (4.15)$$

Zur Schließung des Systems wird dem Speisewasserbehälter ein Kondensatmassenstrom der Größe \dot{m}_{dampf} und mit der Enthalpie $h'(t_{kon})$ zugeführt. Der vereinfachte Dampfluftvorwärmer berücksichtigt weder die thermischen Speichermassen der Rohre noch die sonstige Geometrie, womit auch die Trägheit der Wärmeübertragung komplett vernachlässigt wird.

4.2.2.6 Sekundär- und Tertiärluftklappen

Die Referenzanlage des Kraftwerksmodell ist, wie in Kap. 4.1 erläutert, mit einem NO_x -armen Tangentialfeuerungskonzept ausgeführt. Bei der Anlage sind auf vier Feuerungsebenen verteilt 16 Brennergruppen, deren zugeführte Luftmenge jeweils durch eine Sekundärluftklappe (SLK) reguliert wird, angeordnet. In Abb. 4.4 ist die reale Klappenanordnung dargestellt. Durch die installierte Einbringung der Ausbrandluft bzw. Tertiärluft oberhalb der Feuerungsebenen kommen noch vier weitere Klappen hinzu. Unter der Berücksichtigung, dass es sich um ein eindimensionales Kraftwerksmodell handelt und dreidimensionale Probleme, z.B. Schief lagen, im Feuerraum ohnehin nicht abgebildet werden können, ist das Zusammenfassen paralleler Klappen sinnvoll. So ergeben sich insgesamt eine Tertiärluftklappe (TLK) und vier SLK, deren einzelnen Charakteristiken vier parallel arbeitenden Klappen entsprechen.

4.2.2.7 Rauchgasreinigung

Die zwei Reaktoren der Entstickungsanlage der Referenzanlage befinden sich zwischen dem Economizer und den Luftvorwärmern (vgl. Abb. 4.5). Katalysereaktoren, wie sie bei Großkraftwerken eingesetzt werden, zeichnen sich durch ihre große Masse des Katalysatormaterials aus, welches üblicherweise aus Titandioxid besteht [50]. In starker Teillast kann die Betriebstemperatur des Katalysators absinken, wobei die Masse als Dämpfer auf die Lufteintrittstemperatur bei Lastwechseln wirkt. Die Gesamtmasse der

in der Referenzanlage verbauten, aus je 130 Elementen bestehenden, Katalysatormodule beträgt über 300.000 kg [147], welche sich pro Reaktor auf drei Ebenen verteilen (Abb. 4.13 links). Technische Daten zu den Katalysatoren sind im Anhang in Tab. A.4 zu finden. Für die Modellierung des Katalysators werden folgende Annahmen zu Grunde gelegt, die sich am Vorgehen in [87] orientieren.

- Abbildung des Katalysators durch parallele Einzelrohre.
- Vernachlässigung der Wärmeübertragung an die Umgebung.
- Nichtberücksichtigung der chemischen Reaktion zur Entstickung und der Ammoniakeindüngung.

Für die Reaktoren wird eine Ersatzgeometrie aus n Rohren abgeleitet, deren Zahl und Innendurchmesser vom totalen Strömungsquerschnitt und der Katalysatoroberfläche abhängig ist. Die Wandstärke der Rohre ergibt sich aus der Gesamtmasse des Katalysators (vgl. [87]). Eine Darstellung der Ersatzgeometrie ist in Abb. 4.13 (rechts) zu sehen.

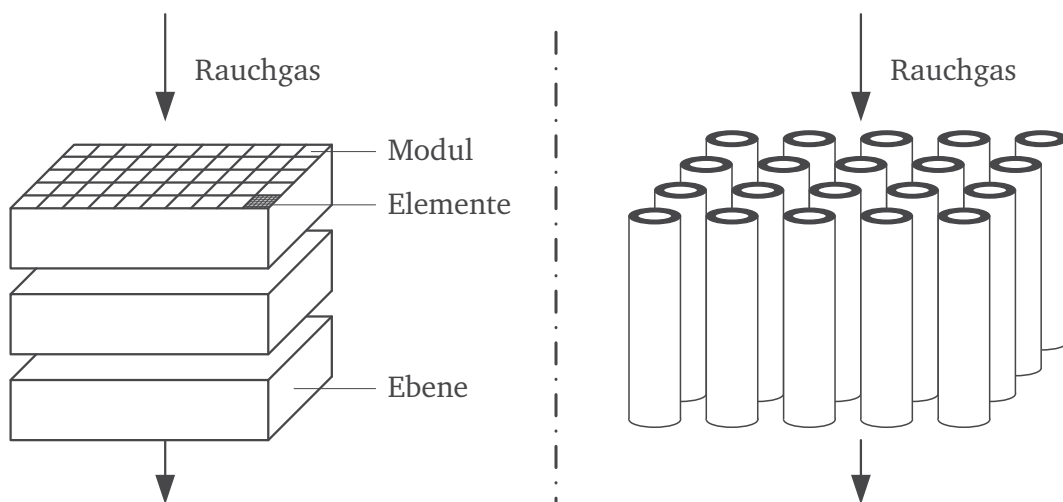


Abbildung 4.13: Schematische Darstellung eines Entstickungsreaktors (links) und abgeleitete Ersatzgeometrie (rechts)

Nach dem Luvo befinden sich zum Entfernen der festen Partikel die elektrostatischen Filter. Diese zeichnen sich durch ihre großen Volumen und Strömungsquerschnitte von mehreren hundert Quadratmetern aus [14]. Der Filter wird als Rohr mit einem entsprechenden Querschnitt und Volumen approximiert, wobei die Masse der Filterwand vernachlässigt wird. Das Vorgehen entspricht dem in Kap. 4.2.2.1 vorgestellten Modellierungsverfahren. Zum Entfernen der Flugasche dient die APROS-Komponente *separator*, welche den Ascheanteil zu 100 % aus dem Rauchgas entfernt.

Eine Übersicht über das entwickelte Modell der Luft- und Rauchgasseite ist in Abb. 4.14 gegeben. Dargestellt sind neben den Randbedingungen auch die Schnittstellen zu den anderen Teilsystemen des Gesamtmodells.

4.2.3 Brennstoffversorgung

Zum Umfang des Teilsystems der Brennstoffversorgung gehören im Wesentlichen die Primärluftklappen, die Mühlen und natürlich das entsprechende Kanalsystem, dessen modelltechnische Ableitung sich nicht

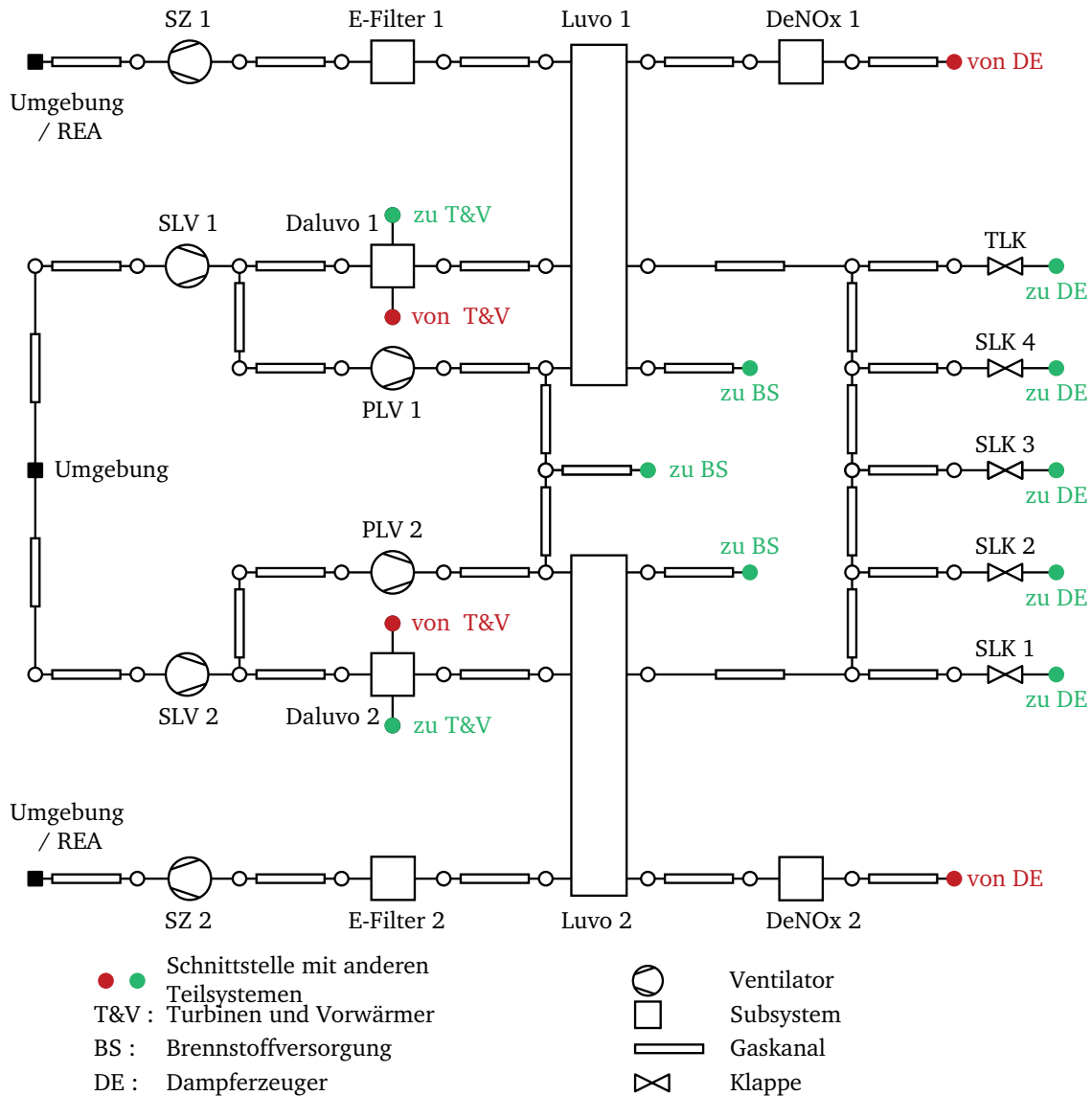


Abbildung 4.14: Prinzipielle Darstellung des Luft- Rauchgasseiten-Modells mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen

von zuvor genannten Ausführungen unterscheidet und deshalb nicht weiter erwähnt wird. In der Mühle wird der feste Brennstoff aufgemahlen, bevor er pneumatisch mittels des Primärluftstroms zum Dampferzeuger transportiert wird. Die Trägheit des Feuerungssystems, zu der die Brennstoffaufbereitung zählt, hat einen entscheidenden Anteil am Antwortverhalten des Kraftwerks bei einer sprunghaften Laständerung [43]. Dies gilt insbesondere für die als trägste geltende direkte Staubfeuerung, da eine Erhöhung des Brennstoffmassenstroms zur Mühle, durch eine Steigerung der Zuteilerdrehzahl, erst nach einiger Zeit in eine Leistungserhöhung in der Brennkammer mündet. Bei dem vorliegenden Referenzkraftwerk mit Tangentialfeuerung versorgt jede der vier Mühlen eine Feuerungsebene. In Abb. 4.4 (Kap. 4.1) sind die Mühlen und deren Luftversorgung zusehen.

Im Gegensatz zu anderen Kraftwerkskomponenten war die Mühle und deren Dynamik lange Zeit ein eher stiefmütterlich behandelter Bereich. Gründe dafür sind vielfältig: prinzipiell ist es ein dreidimensionales Problem, das für jede Mühlenbauart einzigartig ist und von weiteren Parametern wie Reisezeit,

Kohleeigenschaften, Größe etc. abhängt [154]. Eine der ersten Modelle für das zeitliche Verhalten von Kohlemühlen hat Profos bereits 1962 in Form von unterschiedlichen Übertragungsfunktionen geliefert [55]. Basierend hierauf wurden immer umfangreichere und komplexere Modelle entwickelt, wie z.B. von Dolezal und Varcop [155] oder Bollinger und Snowden [156]. Die verwendete Software APROS verfügt über keine Modelle für das instationäre Verhalten von Kohlemühlen, weshalb hier ein geeigneter Ansatz gewählt werden muss. Insbesondere vertikal angeordnete Fremdkraftmühlen sind in letzter Zeit aufgrund des rasanten Zubaus von steinkohlebefeuerter Anlagen in Indien und China in den Fokus gerückt. Agrawal et al. geben in ihrer Arbeit einen sehr guten Überblick über die Entwicklungen hinsichtlich des Entwicklungsstandes von Kohlemühlenmodellen und den zugehörigen Reglern [157]. In der Literatur stehen eine ganze Reihe Modelle für Kohlemühlen mit unterschiedlichem Grad der Komplexität zur Verfügung. In einer im Rahmen dieser Promotion betreuten Abschlussarbeit von Wildanger [132] wurden vier unterschiedliche Modelle für vertikale Fremdkraftmühlen ausgewählt und in das APROS Modell implementiert. Alle Modelle haben gemeinsam, dass sie nur nach gemahlener und nicht-gemahlener Kohle unterscheiden und somit den Einfluss Partikelgrößenverteilung vernachlässigen.

Ein Nachteil aller implementierten Modelle ist die dünne Datenlagen für eine Validierung am Mühlen-typ der Referenzanlage. Insbesondere der Massenstrom von gemahlener Kohle zum Dampferzeuger ist schwierig zu messen und wird in Kraftwerken üblicherweise nicht erfasst. Zwar kann durch die Verwie-gung des Kohlebunkers ein zeitlicher Verlauf des Massenstroms zur Mühle ermittelt werden, Rückschlüs-se auf den zeitlichen Verlaufs am Austritt sind jedoch nicht möglich. Alle drei detaillierten Modelle, die in den Abschnitten Kap. 4.2.3.1 bis 4.2.3.4 vorgestellt werden, besitzen mühlenspezifische, anpassbare Parameter. Zur Simulation des Referenzmodells wird jedoch ein stark vereinfachtes Modell verwendet, da zur genauen Bestimmung aller Parameter umfangreiche Daten über das dynamische Verhalten der Mühle vorhanden sein sollten.

Für alle folgenden Modelle gilt die Annahme, dass der zur Mühle geförderte ungemahlene Kohlemas-senstrom \dot{m}_{rk} ausschließlich von der Zuteilerdrehzahl n , der Schüttdichte ρ_s des Brennstoff und einem linearen Faktor $K_{Zuteiler}$ abhängt (Gl. 4.16).

$$\dot{m}_{rk} = K_{Zuteiler} \rho_s n \quad (4.16)$$

4.2.3.1 Mühlenmodell von Fan

Das von Fan et al. im Jahr 1994 [158] entwickelte Modell einer Kohlemühle ist mittlerweile weit ver-breitet und wird teilweise als Referenz für die Simulation von vertikalen Fremdkraftmühlen verwendet [154]. Es handelt sich um ein Modell, welches für eine Mühle an einem australischen Kraftwerk entwi-ckelt und validiert wurde². Ein Schwerpunkt des entwickelten Modells ist das Abbilden der Massenströ-me in der Mühle, wobei die wesentlichen Eigenschaften sich wie folgt darstellen:

- Detaillierte Berechnung des rezirkulierten Massenstroms innerhalb der Mühle in drei Stufen.

² Es handelt sich dabei um eine Mühle vom Typ RP1003 von Combustion Engineering, die am Kraftwerk Vales Point Power Station, New South Wales verbaut wurde [159].

- Berechnung des Inventars.
- Berechnung des Druckverlustes über die Mühle.
- Berechnung der benötigten Energie.
- Energiebilanz zum Berechnen der Austrittstemperatur.

Prinzipiell kann das Modell relativ einfach implementiert werden, lediglich die Energiebilanz von Fan wird nicht in APROS implementiert, da sie ohnehin berechnet wird. Eine Übersicht über die Mühle, die internen Massenströme und das Modellschema ist in Abb. 4.15 zu sehen. Links ist schematisch die Kohlemühle dargestellt, während rechts die Berechnungsstruktur der Massenströme gezeigt ist. Eingangsgrößen sind der Eingangsmassenstrom von der trockenen Rohkohle \dot{m}_{rk} und die Primärluft \dot{m}_{pl} . Bei der Implementierung in APROS wird angenommen, dass die im Brennstoff gebundene Feuchte zu 100 % verdampft wird, da der Wasseranteil bei Temperaturen oberhalb der Verdampfungstemperatur stets in Dampfform vorliegt, weswegen die Feuchte in der Massenbilanz nicht berücksichtigt wird. Fan nimmt an, dass es drei Rezirkulationsmassenströme $\dot{m}_{i,re}$ ($i = 1, 2, 3$) gibt, welche wieder auf den Tisch zurückgeführt werden. Der erste umfasst Partikel, die auf Grund ihrer Größe nach dem Verlassen des Tisches wieder zurückfallen, der zweite beschreibt jene Partikel, die im Zuge von Änderungen der Strömungsverhältnisse auf dem Weg zum Sieber zurückfallen und zu guter Letzt die dritte Rezirkulation, welche die vom Sieber abgeprallten Teilchen beschreibt.

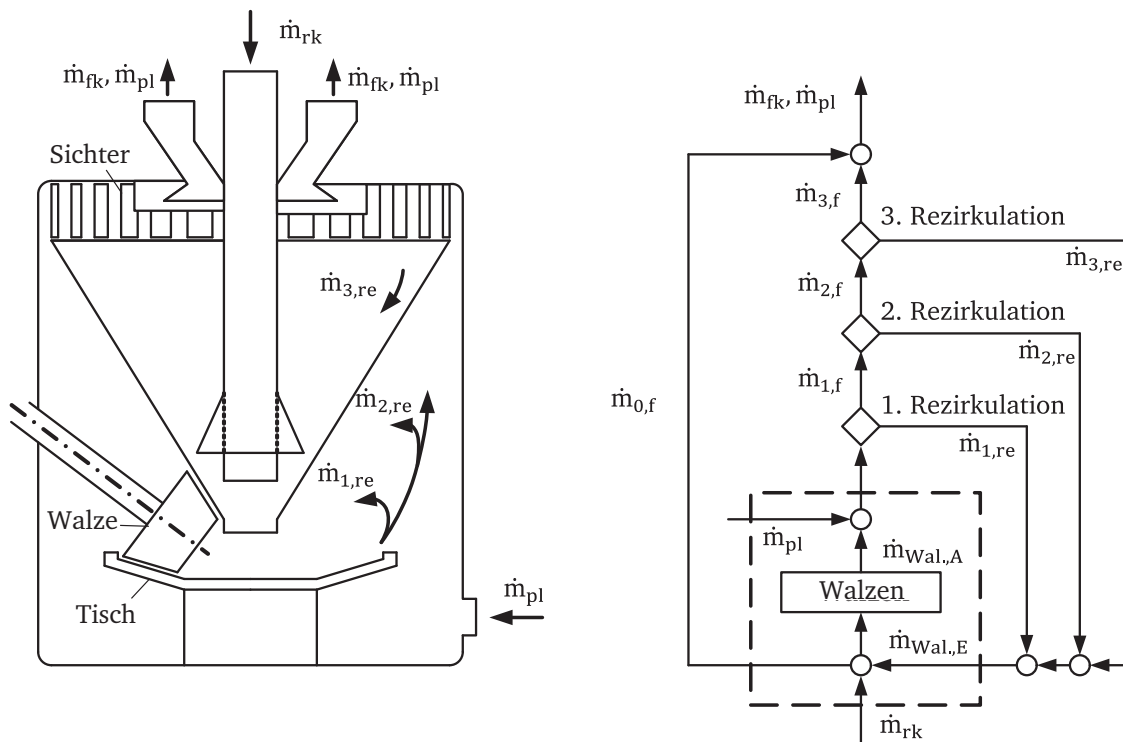


Abbildung 4.15: Darstellung des Mühlenmodells von Fan und Rees, Quellen: [158],[154],eigene Darstellung

Im Folgenden soll kurz das mathematische Modell gezeigt werden. Es wird angenommen, dass ein Teil $\dot{m}_{0,f}$ der Rohkohle schon so fein ist, dass er direkt ausgetragen wird, was durch den Parameter $k_{0,f}$ beschrieben wird (Gl. 4.17).

$$\dot{m}_{0,f} = k_{0,f} \dot{m}_{rk} \quad (4.17)$$

Die Anteile an rezirkulierten Massenströmen $\dot{m}_{i,re}$ werden durch die Parameter $k_{i,re}$ festgelegt (Gl. 4.18).

$$\dot{m}_{i,re} = k_{i,re} \dot{m}_{i,f} \quad (4.18)$$

Auf Grund von Luftwiderstand und genereller Systemträgheit findet an allen drei Punkten eine Verzögerung statt (Gl. 4.19).

$$\tau_{i,re} \frac{d\dot{m}_{i,re}}{dt} = k_{i,re} \dot{m}_{i,f} - \dot{m}_{i,re} \quad (4.19)$$

Um die feinen Massenströme $\dot{m}_{i,f}$ zu beschreiben führt Fan drei Geometrieparameter $k_{i,f}$ ein, welche neben dem Primärluftstrom und jeweiligen Inventar M_i in Gl. 4.20 eingehen.

$$\dot{m}_{i,f} = k_{i,f} M_i \dot{m}_{pl} \quad (4.20)$$

Für die drei Rezirkulationspunkte lässt sich jeweils das Inventar bestimmen: Gl. 4.21 beschreibt die Massenänderung der Kohlepartikel im Bereich des Sichters, Gl. 4.22 die Massenänderung der Kohlepartikel in der Luft zwischen Tisch und Sichter, während Gl. 4.23 die Änderung der Kohlemasse auf dem Tisch beschreibt.

$$\frac{dM_3}{dt} = (1 - k_{2,re}) \dot{m}_{2,f} - \dot{m}_{3,f} \quad (4.21)$$

$$\frac{dM_2}{dt} = (1 - k_{1,re}) \dot{m}_{1,f} - \dot{m}_{2,f} \quad (4.22)$$

$$\frac{dM_1}{dt} = \dot{m}_{Wal.E} - \dot{m}_{1,f} \quad (4.23)$$

Der auf dem Tisch landende Massenstrom ist gleichzeitig der Eingangsmassenstrom $\dot{m}_{Wal.E}$ zum Walzvorgang und setzt sich nach Gl. 4.24 aus nicht direkt ausgetragenem und rezirkulierten Massenstrom zusammen.

$$\dot{m}_{Wal.E} = (1 - k_{0,f}) \dot{m}_{rk} + \sum \dot{m}_{i,re} \quad (4.24)$$

Unter den Walzen durchlaufen die Partikel den Walzvorgang, welcher eine Zeitverzögerung darstellt und mit der Übertragungsfunktion Gl. 4.25 beschrieben werden kann. Darin enthalten ist die Mahlkonstante T_m , welche der Kehrwert der Zerkleinerungsrate R ist. Fan beschreibt in seiner Arbeit den Einfluss der Zerkleinerungsrate auf den Mahlprozess, wobei er dabei auf die Erkenntnisse von Prasher [160] zurückgreift.

$$\dot{m}_{Wal.A} = \frac{1}{1 + T_m s} \dot{m}_{Wal.E} \quad (4.25)$$

Der letztendlich mit der Primärluft ausgetragene gemahlene Massenstrom \dot{m}_{fk} berechnet sich nach Gl. 4.26.

$$\dot{m}_{fk} = \dot{m}_{3,f} + \dot{m}_{0,f} \quad (4.26)$$

Neben der Berechnung der feinen Kohlepartikel gibt Fan auch Gleichungen für die Berechnung des Druckverlustes über die Mühle und der notwendigen Energien des Mahlvorgangs an [158]. Weitere Beschreibungen und Erläuterungen sind hierzu bei Flynn zu finden [154]. Eine Vorgehensweise zur Implementierung in der Simulationssoftware APROS ist in der Arbeit von Wildanger zu finden [132].

4.2.3.2 Mühlenmodell von Wei

Wei hat 2004 ein Mühlenmodell entwickelt, das zur Online-Berechnung im Kraftwerk eingesetzt werden kann [161]. Es ist eine Weiterentwicklung des von Zhang vorgestellten Modells und verwendet die realen Messdaten aus dem Kraftwerk, um das Verhalten der Mühle vorhersagen zu können bzw. die Regelung zu optimieren [162]. Auf Grund der relativ einfachen Struktur eignet sich das Modell ebenfalls zur Implementierung in APROS und soll kurz vorgestellt werden. Zwar hat Wei die Entwicklung zu einem mehrstufigen Modell fortgeführt [163], jedoch wurde hier das einfache Modell diesem Modell vorgezogen, da bereits ein sehr umfangreiches, mehrstufiges Modell durch das Modell von Fan (Kap. 4.2.3.1) eingefügt wurde.

Nach Wei berechnet sich der feine ausgetragene Kohlemassenstrom \dot{m}_{fk} nach Gl. 4.27 in Abhängigkeit des Differenzdrucks zwischen Primärluft und Umgebung Δp_{pl} , der Massen an gemahlener Kohle M_f sowie eines Modellparameters k_f .

$$\dot{m}_{fk} = \Delta p_{pl} M_f k_f \quad (4.27)$$

In den Gleichungen 4.28 und 4.29 wird die Änderung der Massen von roher (M_r) bzw. gemahlene Kohleinventar (M_f) beschrieben. Dabei beschreibt der Term $k_m M_r$ den gemahlene Massenanteil und \dot{m}_{rk} den über den Zuteiler zugeführten Massenstrom.

$$\frac{dM_r}{dt} = \dot{m}_{rk} - k_m M_r \quad (4.28)$$

$$\frac{dM_f}{dt} = k_m M_r - \dot{m}_{fk} \quad (4.29)$$

Mit diesen drei Gleichungen kann nach dem Anpassen der Parameter der feine Kohlemassenstrom in Abhängigkeit von Zuteilerdrehzahl und dem herrschenden Druck stromab des Primärlüfters berechnet werden. Das Verwenden des Primärluftdrucks anstelle des Primärluftmassenstroms liegt vermutlich darin begründet, dass das Modell zur online Prognose im Kraftwerk eingesetzt wird und auf die vorhandenen Messdaten zurückgreift. Alternativ kann bei entsprechender Modifikation des Parameters k_f auch der Primärluftmassenstrom anstelle des Differenzdruckes eingesetzt werden. Zur Berechnung der Mühlenaustrittstemperatur wird die Energiebilanz von der Simulationssoftware selbst gelöst. Neben dem Kohlemassenstrom verfügt das Modell auch über Vorschriften zur Berechnung des Gesamtmühlendruckverlustes und der benötigten elektrischen Stromstärke. Die konkrete Implementierung des kompletten Modells in die Simulationssoftware ist in der Arbeit von Wildanger [132] beschrieben.

4.2.3.3 Mühlenmodell von Niemczyk

In den bisherigen Modellen wurde von einer konstanten Sichterdrehzahl ausgegangen, dies entspricht zwar den Anforderungen für das Referenzkraftwerk, ist aber bei modernen Anlagen eher unüblich. Aus diesem Grund wurde das Modell von Niemczyk et al. ebenfalls berücksichtigt, da es den Einfluss der Sichterdrehzahl berücksichtigt [164]. Das Modell ähnelt im Aufbau den beiden zuvor genannten und befindet sich von der Komplexität her zwischen ihnen angeordnet. Auf Grund seiner guten Darstellung des Mühlenverhaltens wurde es bereits in anderen Arbeiten zum Abbilden der Kohlemühle verwendet [165]. Es unterscheidet dabei innerhalb der Mühle nach drei Zonen: ungemahlen auf dem Tisch (Index r), gemahlen auf dem Tisch (Index f) und gemahlen in der Luft (Index f, L). Die Änderung der ungemahlene Kohle auf dem Tisch lässt sich nach Gl. 4.30 beschreiben, wobei \dot{m}_{rk} den Rohkohlenmassenstrom, der Term $k_1 M_r$ den gemahlene Massenstrom, und der Term $k_2 M_{f,L}$ den vom Sichter rezirkulierten Massenstrom, darstellt.

$$\frac{dM_r}{dt} = \dot{m}_{rk} - k_1 M_r + k_2 M_{f,L} \quad (4.30)$$

Die Änderung der gemahlene Kohlemasse auf dem Tisch (Gl. 4.31) ergibt sich aus der Differenz von gemahlener Masse und von der Primärluft \dot{m}_{pL} mitgerissener Masse.

$$\frac{dM_g}{dt} = k_1 M_r - k_3 \dot{m}_{pL} M_g \quad (4.31)$$

Mitgerissener Kohlemassenstrom, rezirkulierter Massenstrom und zur Brennkammer ausgetragener Massenstrom \dot{m}_{fk} sind notwendig, um die in der Luft befindliche Kohle zu bilanzieren (Gl. 4.32).

$$\frac{dM_{f,L}}{dt} = k_3 \dot{m}_{pL} M_f - k_2 M_{f,L} - \dot{m}_{fk} \quad (4.32)$$

In Abhängigkeit der Sichterzahl ω wird die ausgetragene Kohlemenge durch Gl. 4.33 ausgedrückt.

$$\dot{m}_{fk} = k_4 M_{f,L} \left(1 - \frac{\omega}{k_5} \right) \quad (4.33)$$

Insgesamt hat man ein Gleichungssystem zur Beschreibung des Verhaltens mit den fünf spezifischen Parametern k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , und k_5 . Im entwickelten Modell von Niemczyk werden ebenfalls der Mühlen-druckverlust, der Energieaufwand und die Austrittstemperatur berechnet, wobei letztere nicht benötigt wird [164]. Die genaue Implementierung kann ebenfalls in [132] nachgelesen werden.

4.2.3.4 Mühlenmodell von Lee

Basierend auf der Arbeit von Lee [166] wurde ein vereinfachtes Modell, welches ausschließlich auf Übertragungsglieder zurückgreift, erstmals in der Arbeit von Belz [167] abgeleitet und in die Simulationssoftware implementiert. Dieses existierende Modell wurde in [132] ebenfalls in leicht abgewandelter Form implementiert. Dieser Ansatz ermöglicht es relativ einfach, das Laständerungsverhalten von Mühlen darzustellen, ohne die geometrischen Probleme zu beachten. Das implementierte Modell berechnet den ausgetragenen Kohlemassenstrom als reine Antwort auf die Zuteilerzahl, ohne den Einfluss von Inventar oder Primärluftmassenstrom zu berücksichtigen. Dieser Ansatz liefert prinzipiell zufriedenstellende Ergebnisse, falls die Primärluft und Kohlezufuhr sich annähernd parallel ändern. Natürlich können wie Effekte Ausblasen der Mühle oder eine Vorsteuerung mittels Primärluft nicht berücksichtigt werden. Positiv hingegen wirkt sich die Möglichkeit aus, die Übertragungsfunktionen relativ einfach abzuschätzen und dennoch plausible Ergebnisse zu erzielen.

4.2.3.5 Abschätzen der Modellgüte

Die vier zuvor vorgestellten Ansätze zum Abbilden des Mühlenverhaltens sollen nun miteinander verglichen werden. Dies ist insofern schwierig, weil alle jeweils anhand eines speziellen Mühlentyps parametrisiert und validiert wurden. Um sie dennoch miteinander vergleichen zu können, werden sie anhand von Simulationsläufen des sehr umfassend validierten Modells von Fan miteinander verglichen [158]. Ausgehend von den in [154] gezeigten Simulationsergebnissen werden die benötigten Parameter für alle vier Varianten versucht zu bestimmen und miteinander verglichen. In Abb. 4.16 sind die vier zuvor vorgestellten Modelle im Vergleich zu einer Referenzsimulation aus [154] dargestellt. Die Bestimmung der genauen Modellparameter ist mitunter jedoch aufwändig, und die gezeigten Ergebnisse spiegeln bestimmt noch nicht das Optimum wider. Zum Startpunkt der Simulation wird der Rohkohlemassenstrom

von 0 auf 9,8 kg/s und im Folgenden alle 1000 s verändert (auf 13,2; 4,4 und 11,4 kg/s). Die simulierte Antwort des Austrittsmassenstroms kann von allen verwendeten Modellen relativ gut wiedergegeben werden.

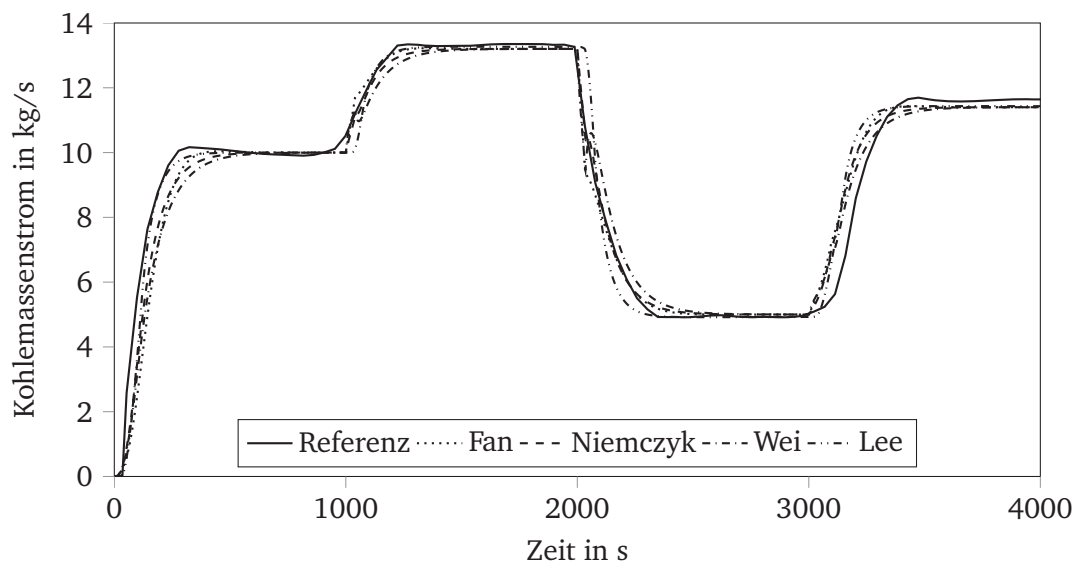


Abbildung 4.16: Vergleich unterschiedlicher implementierter Modelle für die Berechnung des ausgetragenen Kohlemassenstroms mit einer Referenzsimulation aus [154], Quelle: [132], eigene Darstellung

Die jeweiligen Modellparameter sind nun an diesen speziellen Mühlentyp angepasst und können nicht für die Mühlen der Referenzanlage verwendet werden. Es ist aber ersichtlich, dass alle Ansätze ähnliche Ergebnisse liefern können, falls eine ausreichende Datenlage vorhanden ist.

In der Referenzanlage können die Parameter nur schwerlich bestimmt werden, da keine Kohlenstaubmessung zwischen Mahlanlage und Dampferzeuger vorhanden ist und das zeitliche Antwortverhalten des feinen Kohlemassenstroms auf eine Änderung am Eintritt unbekannt ist. Lediglich der Frischdampfmassestrom wird messtechnisch erfasst und kann während eines Lastwechsels als Orientierung genommen werden. Dabei muss beachtet werden, dass sich das Antwortverhalten der Kohlemühle und die Regelung bzw. Steuerung des Speisewassermassenstroms mitunter überlagern. Eine isolierte Betrachtung der Kohlemühle aus den vorhandenen Messgrößen im Kraftwerk ist leider nicht möglich.

Aus diesem Grund wird das Antwortverhalten der Kohlemühle als reine Übertragungsfunktion, bestehend aus zwei PT_1 -Gliedern dargestellt. Dieser Ansatz wurde auch von Zehntner [61] bei der Simulation des Kraftwerks Zolling verwendet. Diese stark vereinfachende Herangehensweise unterschlägt zwar wichtige Effekte, wie Kohlenstaubein- bzw. -ausspeicherung oder den Einfluss der Primärluft, wird jedoch als ausreichend erachtet, wenn ohnehin das genaue Verhalten der Mahlanlage unbekannt ist.

Alle beschriebenen Modelle sind nichtsdestotrotz in die Simulationssoftware eingebunden worden und können prinzipiell verwendet werden. Es ist jedoch, insbesondere bei Untersuchungen, die die Mahlanlage betreffen, anzustreben, einige Referenzmessungen an der Kohlemühle selbst durchzuführen oder auf Herstellerdaten zurückzugreifen, um die Modelle optimal zu parametrieren.

4.2.4 Dampferzeuger

In fossil beheizten thermischen Kraftwerken werden die zuvor genannten Teilsysteme Luft- und Rauchgasseite sowie Brennstoffversorgung dem System Dampferzeuger zugeordnet [50]. In dem hier entwickelten Kraftwerksmodell umfasst der Begriff, die Verbrennung und Wärmeübertragung an den Wasser-Dampf-Kreislauf im Dampferzeuger, im Einzelnen: Brennkammer mit Lagenfeuerung, Economizer, Verdampfer, Überhitzer, Zwischenüberhitzer, Wassereinspritzungen zur Temperaturregelung sowie das Umwälzsystem für Schwachlast. In Kap. 4.1 wurde die Heizflächenanordnung im Dampferzeuger (vgl. Abb. 4.1) des Kraftwerks und das zugehörige Fließschema des Wasser-Dampf-Kreislaufs (Abb. 4.2) bereits näher erläutert.

4.2.4.1 Brennkammer

In dieser Arbeit umfasst der Begriff Brennkammer den Flammenraum und den oberhalb des Brennerspiegels angeordneten Strahlraum bis zum Beginn der konvektiven Heizflächen. Obwohl die Verbrennung der Kohle in der Brennkammer ein dreidimensionales Problem ist, wird es für das Kraftwerksmodell in ein eindimensionales abgeleitet. Bei diesem Ansatz gehen natürlich einige Eigenschaften, die sich aus der Brennergestaltung und der Flammeninteraktion ergeben verloren und müssen durch geeignete Annahmen modelliert werden. Ein Abzug der Brennkammerasche durch den Trichter kann nicht modelliert werden, da alle Rauchgasspezies die gleiche Geschwindigkeit haben müssen. Des Weiteren wird der Wärmeeintrag in den Trichter und die Brennkammerwände unterhalb der ersten Feuerungsebene nicht berücksichtigt. Die Wärmeübertragung findet gleichmäßig auf n parallele Rohre statt, d.h. inhomogene Wärmestromdichten werden ebenso wie Längenunterschiede der Rohre vernachlässigt. Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass der Brennstoff zündet und die Flamme stabil brennt.

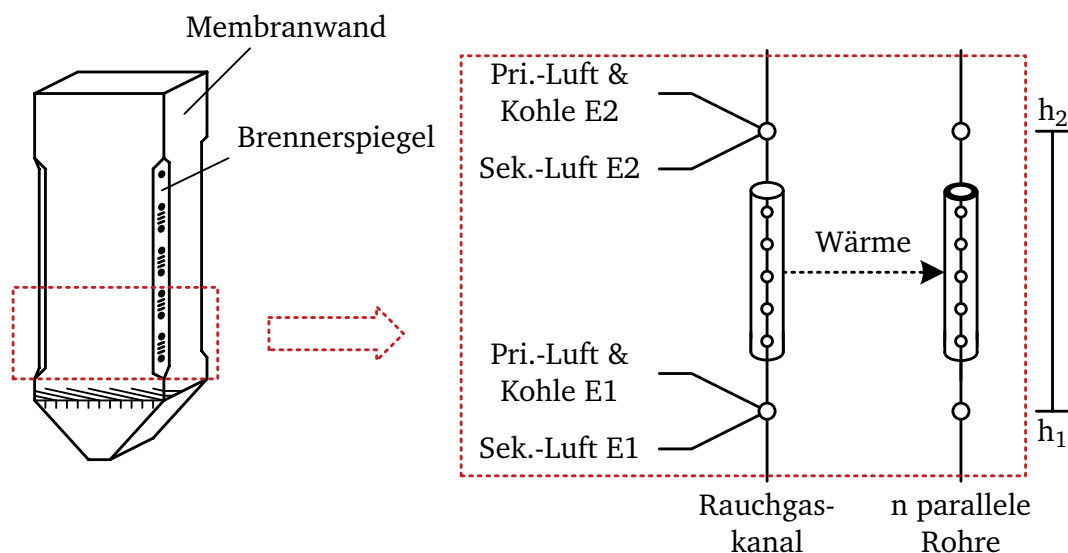


Abbildung 4.17: Darstellung der Brennkammer und des abgeleiteten Ersatzmodells

In Abb. 4.17 ist eine prinzipielle Darstellung einer Brennkammer mit Tangentialfeuerung gegeben, sowie ein Schema der Brennkammer im Modell. Die Vorgehensweise soll nun exemplarisch anhand eines Ab-

schnitts zwischen den Feuerungsebenen 1 und 2 erklärt werden. Analog zur Ersatzgeometriebildung des Kanalsystems in Kap. 4.2.2.1 wird beim Abbilden der Brennkammer ein rechteckiger Querschnitt in einen runden Querschnitt mit den korrekten hydraulischen Durchmessern und Volumen überführt. Dem nun entstandenen Brennkammersegment wird ein Wandwärmeübertrager zugeordnet. Brennkammerwände, wie in der Referenzanlage, sind als gasdichte schräggewinkelte Membranwandkonstruktionen verwirklicht (vgl. Kap. 4.1) und nicht in der Software vordefiniert. Aus diesem Grund müssen die vorhandenen Wandwärmeübertrager angepasst werden. Die Länge des Wärmeübertragers zwischen den beiden Feuerungsebenen l_{fw} ergibt sich aus der Höhendifferenz $\Delta h = h_2 - h_1$ und dem Wicklungswinkel α nach Gl. 4.34.

$$l_{mem} = \frac{\Delta h}{\sin(\alpha)} \quad (4.34)$$

Da Anzahl n und Innendurchmesser d_i der Rohre festliegen, muss der Außendurchmesser angepasst werden, um die Masse der Stege zwischen den Rohren zu berücksichtigen. Unter Berücksichtigung der gegebenen Gesamtmasse $m_{mem,real}$ der Membranwand ergibt sich nach Gl. 4.35 ein neuer Außendurchmesser d_a .

$$d_a = \sqrt{\frac{4 m_{mem,real}}{n l_{mem} \rho \pi} + d_i^2} \quad (4.35)$$

Natürlich muss die an der Wärmeübertragung beteiligte Oberfläche angepasst werden. So beträgt die reale Fläche $A_{mem,real}$, die sich der aus dem Brennraum zugewandten Oberfläche der Rohre und Stege mit der Breite s zusammensetzt, ungefähr (Gl. 4.36).

$$A_{mem,real} = n l_{mem} \left(s + \frac{\pi d_{a,real}}{2} \right) \quad (4.36)$$

Dagegen berücksichtigt die bisher modellierte Oberfläche A_{mem} nur den Rohraußendurchmesser (Gl. 4.37).

$$A_{mem} = n l_{mem} \frac{\pi d_a}{2} \quad (4.37)$$

Um den Größenunterschied zu kompensieren, wird die Strahlungskonstante k_{str} (Gl. 3.12), welche ebenso linear in die Berechnung der übertragenen Wärmemenge eingeht wie die Oberfläche, angepasst. Es sei angemerkt, dass das in Abb. 4.17 gezeigte Brennkammersegment und der Wärmeübertrager in Strömungsrichtung deutlich feiner aufgelöst ist.

4.2.4.2 Konvektive Heizflächen

Oberhalb der Brennkammer befinden sich die konvektiven Heizflächen, welche durch die, im oberen Bereich des Dampferzeugers senkrecht verlaufenden, Membranwand durchgesteckt sind und an einem Tragrohrsystem hängen. Das Rauchgas gibt in diesem Bereich seine Wärme an drei parallel verlaufende Wärmeübertrager ab. Einem Berechnungsknoten im Rauchgaskanal werden somit drei korrespondierende Berechnungsknoten auf der Wasser-Dampf-Seite mit entsprechender Wärmestruktur zugeordnet. Dazu ist in Abb. 4.18 ein Gleichstromüberhitzer³ im Rauchgaskanal und die entsprechende Umsetzung in der Software dargestellt. Eine ähnliche Vorgehensweise wurde in den Arbeiten von Kez und Karner verfolgt und erfolgreich umgesetzt [128] [168].

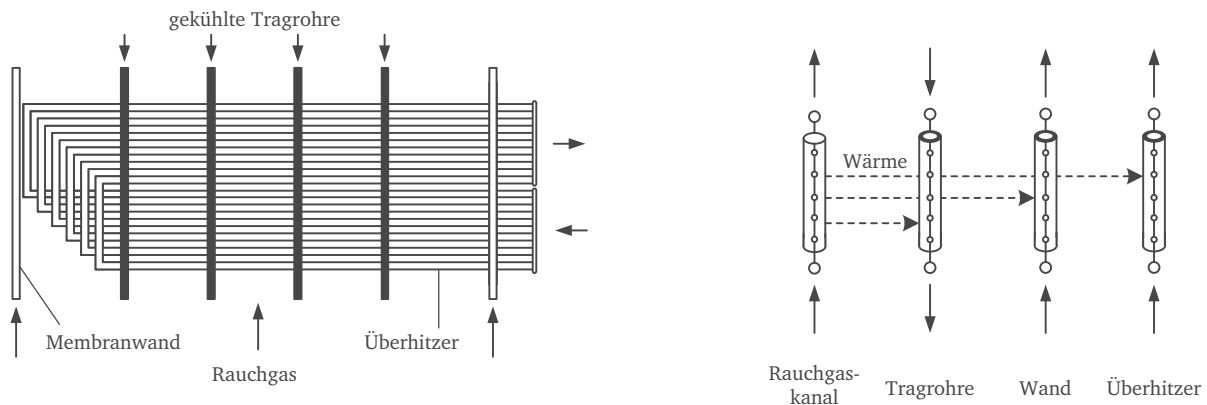


Abbildung 4.18: Aufbau des Modells beim Abbilden von konvektiven Heizflächen

Die im konvektiven Teil des Dampferzeugers angeordnete Umfassungswand wird dem Verdampfer zugeordnet, auch wenn im Zwangdurchlaufbetrieb der Verdampfungsendpunkt in der Brennkammer liegt und nur reiner Dampf durch die oberen Wände fließt. Da sich die Wasserabscheider zwischen Flossenwand und Tragrohrsystem befinden, wird im Schwachlastbetrieb mit überlagertem Umlauf ein Wasser-Dampf-Gemisch durch die Wände fließen. Im Kraftwerksmodell ist das gesamte Verdampfersystem im heterogenen sechs-Gleichungs-Modell abgebildet, während der Bereich zwischen Wasserabscheidern und Turbine im homogenen drei-Gleichungs-Modell verwirklicht worden ist. Hierbei sei erwähnt, dass auch die Bereiche unmittelbar nach den Wassereinspritzungen, welche zwischen den vier Überhitzern angeordnet sind, mit dem drei-Gleichungs-Modell simuliert werden. Es wird dabei angenommen, dass die Verdampfung der sehr feinen Tröpfchen schnell erfolgt und der Schlupf zwischen den Phasen vernachlässigbar ist.

Die bisherigen Teilmodelle des Dampferzeugers sind in Abb. 4.19 dargestellt. Bis auf die Abscheider und das Umwälzsystem, welche im nächsten Teilkapitel vorgestellt werden, sind alle wichtigen Komponenten gezeigt. Das Speisewasser strömt von den Hochdruckvorwärmern in Richtung Economizer, wobei stromauf von eben diesen die Rückführung des Umwälzmassenstroms sitzt. Nach Verlassen des Economizers wird das Wasser zum unteren Ende des Dampferzeugers geführt, wo es in den Trichter und anschließend in die Umfassungswände eintritt. Wie bereits angesprochen wird der Wärmeübertrag in den Trichter aus modelltechnischen Gründen vernachlässigt, nichtsdestoweniger ist er - zur Berechnung der korrek-

³ Ausgeführte Konvektivheizflächen in Gleichstromanordnung sind ÜH 2, ÜH 4 und ZÜ 2, vgl. Kap 4.1.

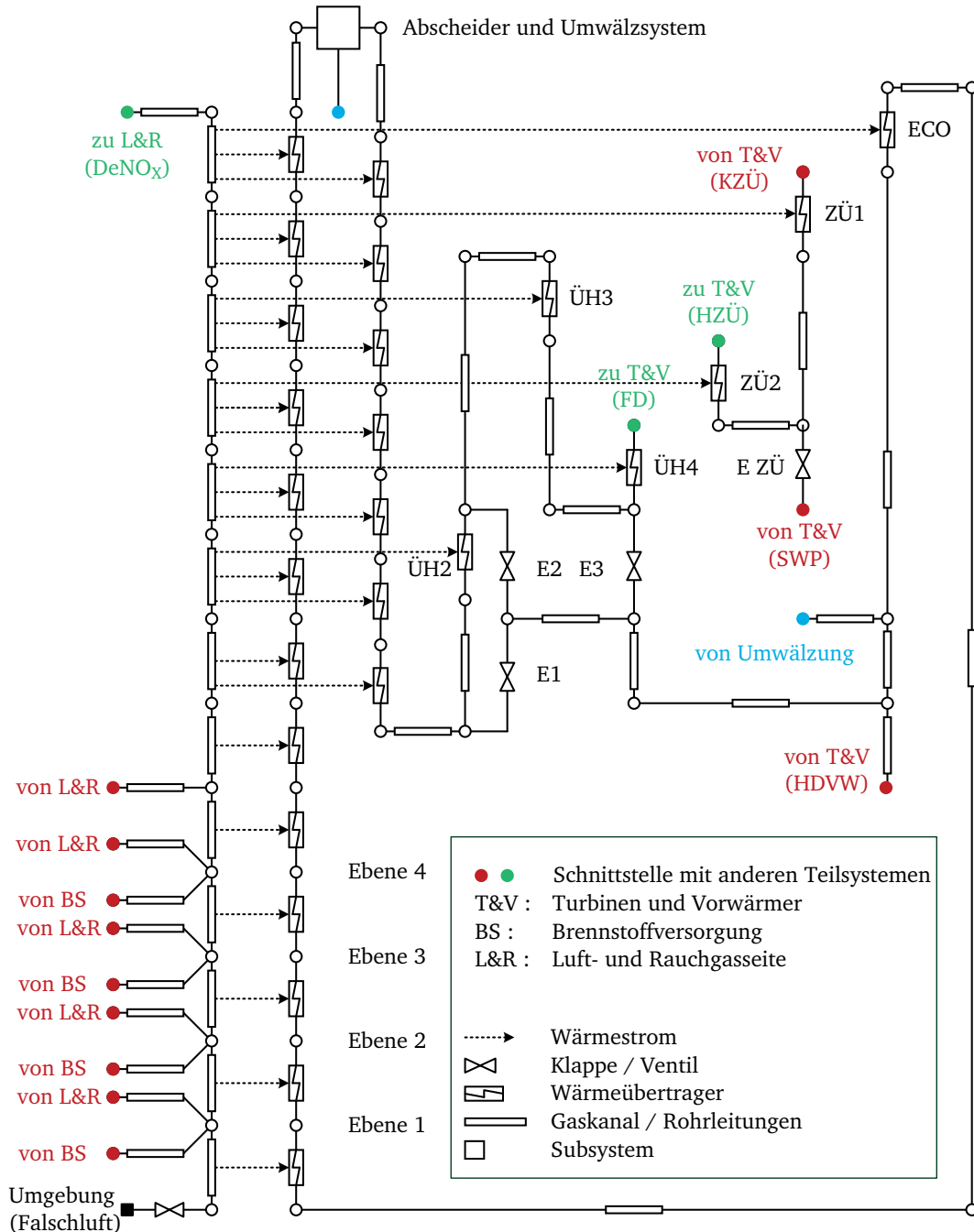


Abbildung 4.19: Prinzipielle Darstellung des Dampferzeugermodells mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen

ten Druckverluste und Rohrlängen - implementiert. Am oberen Ende der Umfassungswände strömt der Dampf bzw. im Umwälzbetrieb das Wasser-Dampf-Gemisch durch die Abscheider in die Tragrohre. Anschließend werden die konvektiven Heizflächen ÜH1, ÜH2, ÜH3 und letztendlich der Endüberhitzer ÜH4 durchströmt, bevor der Dampf das Teilmodell in Richtung Turbine verlässt. Ebenfalls zu sehen sind die Heizflächen der Zwischenüberhitzung und die, zur besseren Übersicht als jeweils ein Regelventil dargestellten, Einspritzungen.

Die Wasserversorgung der Hochdruckeinspritzungen E1, E2 und E3 erfolgt durch Speisewasser, welches unmittelbar am Dampferzeugereintritt abgegriffen wird. Anders sieht es beim Einspritzkühler der Zwischenüberhitzung aus, dessen Versorgung wird bei der Speisewasserpumpe angegriffen.

Obwohl große Bemühungen unternommen werden, um den Eintrag von Falschluff zu vermeiden, so sind Kraftwerke nur bis zu einem gewissen Grad dicht. Um die Falschluff mit zu berücksichtigen werden alle für den Vollastfall bekannten Falschluffmassenströme summiert und an einer Stelle dem System hinzugefügt. In dem hier generierten Modell wird die gesamte Falschluff über den Ascheabzug am Boden des Trichters in das System gebracht. Zum Einstellen des Falschluffmassenstroms bei Vollast wird eine Klappe verwendet, deren Position über den gesamten Lastbereich konstant bleibt.

4.2.4.3 Umwälzsystem

Damit bei niedrigen Teillasten und beim Anfahren eine ausreichende Kühlung der Verdampferrohre sichergestellt werden kann ist die Anlage mit einem überlagerten Umwälzsystem ausgestattet. Die Wasser-Abscheider der Referenzanlage und ihrer Schwesterblöcke sind wie bei vielen Dampferzeugern am Austritt der Umfassungswände angeordnet und führen das abgeschiedene Wasser über eine Umwälzpumpe im Nebenstrom zurück zum Economizer-Eintritt [43] [144]. Eine Illustration hierzu ist in Abb. 4.20 zu sehen.

Die Aufgaben der Komponenten lassen sich wie folgt skizzieren:

- Im *Abscheider* wird das Wasser vom Dampf, der anschließend zum Überhitzer geführt wird, getrennt. Auf Grund der Tatsache, dass die parallelen Verdampferrohre jeweils die gleiche Menge an Wärme aufnehmen, sind im Modell die vier Abscheider durch einen einzelnen ersetzt worden.
- Das abgeschiedene Wasser wird in die *Abscheideflasche* geleitet. Solche Flaschen sind im Prinzip lange, dickwandige Rohre, die als Phasentrenner fungieren. In APROS ist die Flasche als vertikaler Tank mit den entsprechenden Geometrien und idealer Isolierung modelliert. Am Kopf der Flasche befindet sich eine Verbindung zum Überhitzer.
- Die unterhalb der Flasche angeordnete *Umwälzpumpe (UP)* läuft beim Betrieb des Umwälzsystem kontinuierlich und sorgt für die nötige Druckerhöhung.
- Der Massenstrom in Richtung Economizer wird durch das *Umwälzregelventil (URV)* je nach Regelkonzept eingestellt.
- Da sich Wasser in der Flasche im Siedezustand befindet, ist es notwendig, die mögliche Kavitation in der Pumpe zu verhindern. Hierzu dient das *Umwälzunterkühlungsventil (UUV)*, das kaltes Wasser

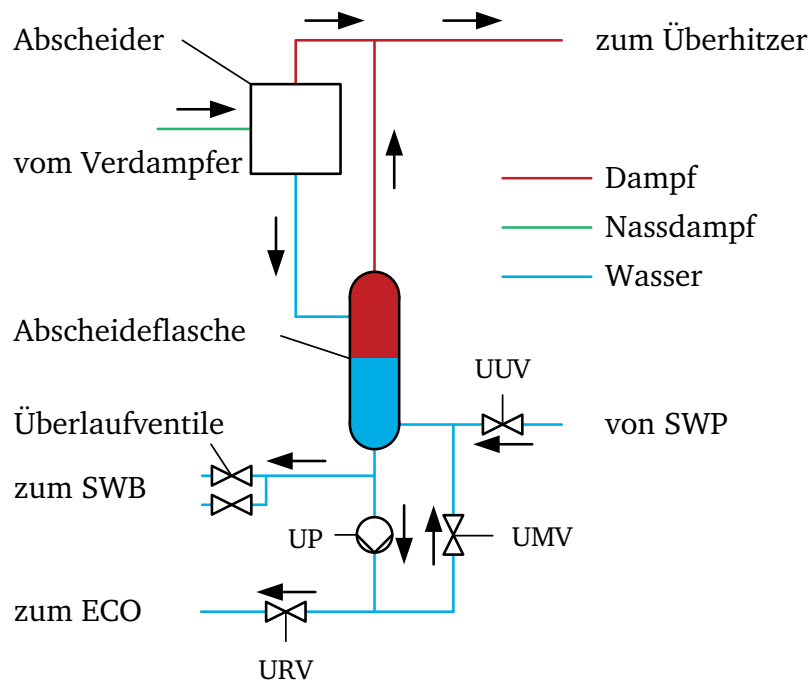


Abbildung 4.20: Prozessschema des Umwälzsystems

vom Austritt der Speisewasserpumpe (SWP) zum Flaschenboden führt und für eine ausreichende Unterkühlung sorgt.

- Ebenfalls implementiert ist das *Umwälzmindestmengenventil (UMV)*, welches zur Sicherstellung des Mindestmassenstrom durch die Pumpe dient.
- Die *Überlaufventile* verhindern ein Überlaufen der Flasche, üblicherweise sind mehrere installiert, welche bei unterschiedlichen Füllstandshöhen ansprechen. Das abgeführte Wasser wird zum, hier nicht dargestellten, atmosphärischen Entspanner geführt, bevor es anschließend dem Wasser-Dampf-Kreislauf am Speisewasserbehälter zurückgeführt wird.

4.2.5 Turbine und Vorwärmersystem

Nachdem im Dampferzeuger die chemisch gebundene Energie an das Arbeitsmedium übertragen wurde, dient der Turbosatz zur Umwandlung der thermischen Energie in mechanische und letztendlich in elektrische Energie. Das in diesem Kapitel vorgestellte Teilsystem schließt den Wasser-Dampf-Kreislauf des Kraftwerkmodells und umfasst Turbosatz, Kondensator, Kondensatpumpen, Speisewasserbehälter, Speisewasserpumpen, Speisewasserantriebsturbine, Umleitstationen sowie Nieder- und Hochdruckvorwärmer. In den folgenden Abschnitten wird die Vorgehensweise der Modellierung dieser Systeme vorgestellt.

4.2.5.1 Turbosatz

Der Turbosatz der Referenzanlage, der in Kap. 4.1 erwähnt wurde, ist in das Modell eingepflegt worden. Große Dampfturbinen sind üblicherweise als axiale Strömungsmaschinen ausgeführt. Obgleich die

physikalischen Vorgänge in einer Turbine dreidimensionaler Natur sind, so ist es möglich, mit gewissen Einschränkungen, sie in einer eindimensionalen Software abzubilden.

- Beim Anfahrvorgang eines Kraftwerks müssen die Turbinen zunächst vorgewärmt werden, um sie vor zu großen thermischen Spannungen in Folge einer plötzlichen Beaufschlagung mit Dampf zu schützen. Zur korrekten Berechnung ist hierfür die thermische Speichermasse der Turbine mitsamt Gehäuse notwendig. Da in der Grundversion des Modells Anfahrvorgänge des Blocks nicht berücksichtigt werden, ist die thermische Speichermasse zunächst nicht implementiert, kann aber leicht implementiert werden.
- Mechanische Verluste in den Lagern sowie die Umwandlungsverluste im Generator werden durch Konstanten dargestellt.
- Es wird von einer idealen Isolierung ausgegangen.
- Bei realen Turbinen verlässt stets ein sehr geringer Teil des Dampfes die Turbine durch die Stopfbuchsen. Dieser Umstand wird im Modell vernachlässigt.

Im numerischen Modell werden stets die Turbinenstufen zwischen zwei Anzapfungen zusammengefasst, da es für die Software unerheblich ist, wie viele Expansionsstufen die Turbine besitzt. Lediglich Anzapfungen müssen hier bei der Bildung des Ersatzmodells beachtet werden, was in Abb. 4.21 am Beispiel einer Turbine mit zwei Anzapfungen zu sehen ist. Da die Anzahl an Anzapfungen die Diskretisierung einer Turbine vorgibt, kann beispielsweise die Hochdruckturbinen durch ein Modul abgebildet werden, wohingegen bei der Mitteldruckturbine der Referenzanlage mit den Anzapfungen A5 und A6 drei Komponenten notwendig sind.

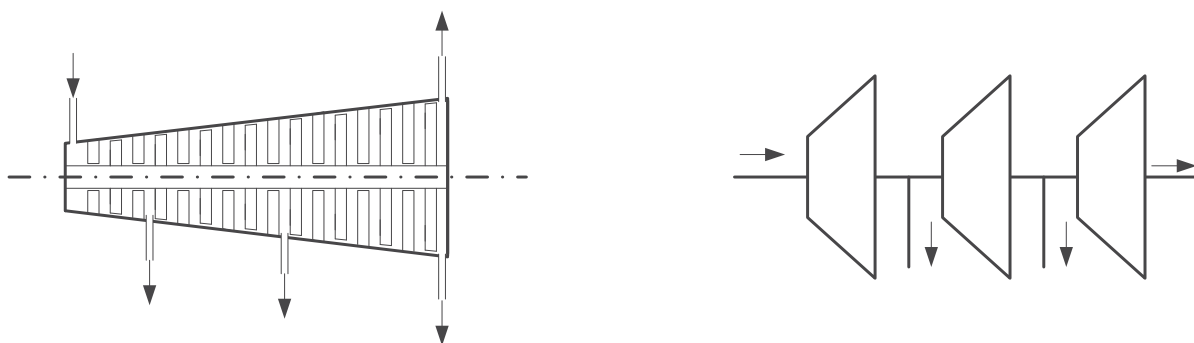


Abbildung 4.21: Ersatzmodell der Turbinenstufe

Charakterisiert werden die Turbinen durch die Auslegungswerte im Vollastfall. Wichtige Größen hierbei sind Ein- und Ausgangsdrücke, Massenströme sowie die Dichte. Die von APROS verwendeten Brechungsvorschriften sind in den Gleichungen 3.13 bis 3.16 gegeben. Ebenfalls implementiert sind das Hoch- und das Mitteldruckregelventil, welche sich vor den jeweiligen Turbinen befinden. Diese Ventile dienen zum Halten des minimalen Drucks im Verdampfer bzw. im Zwischenüberhitzer. Eine schematische Übersicht des Turbinenmodells ist im Anhang (Abb. B.3) zu finden.

4.2.5.2 Kondensator

Das kalte Ende des Dampfkraftprozesses befindet sich am Kondensator, welcher sich unterhalb der beiden Niederdruckturbinen befindet. Er wird entsprechend der gegebenen Geometrie abgebildet. Alle zum Kondensator gehörenden Komponenten, wie Kondensatpumpen, Mindestmengenventile oder Kondensatregelventile können mit Standardkomponenten in APROS entsprechend ihrer Charakteristiken sehr genau abgebildet werden.

- Der zum Kondensator zugehörige Kaltkondensatbehälter wird nicht explizit simuliert.
- Es wird von einer idealen Isolierung ausgegangen.
- Temperatur und Kühlwassermassenstrommenge ist für alle Lastfälle konstant.

4.2.5.3 Vorwärmstecke

Zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads des Wasser-Dampf-Prozesses werden Kohlekraftwerke mit Vorwärmern, in denen Dampf aus Turbinenanzapfungen verwendet wird, um das Speisewasser vorzuwärmen, ausgestattet. Die Referenzanlage verfügt über insgesamt sieben Speisewasservorwärmer, die sich auf zwei Hochdruckvorwärmer, vier Niederdruckvorwärmer und einen Speisewasserbehälter aufteilen. Üblicherweise sind die Wärmeübertrager der Vorwärmerstrecke, ausgenommen der Speisewasserbehälter, als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt, in denen der Dampf kondensiert wird.

Wärmeübertrager, in denen überhitzter Dampf abgekühlt, kondensiert und das Kondensat anschließend unterkühlt wird, können als gekoppeltes System von Einzelapparaten, bestehend aus Enthitzer, Kondensator und Nachkühler, betrachtet werden [140]. Üblicherweise werden die drei Komponenten einzeln ausgelegt und die berechneten Längen der Rohrpakete ergeben in Summe die Gesamtfläche [140]. In APROS erfolgt die Modellierung eines solchen Systems analog zur Auslegung als eine Reihe von Gegenstromrohrbündelwärmeübertragern. Oftmals stehen als Information lediglich die globalen Ein- und Austrittsparameter (Index E bzw. A) des Speisewassers (Index 2) und des Dampfes bzw. des Kondensats (Index 2), wie Massenströme, Drücke, Temperaturen und Enthalpien, zur Verfügung. Der Temperaturverlauf in Abhängigkeit des übertragenen Wärmestroms innerhalb eines Speisewasservorwärmers ist in Abb. 4.22 qualitativ dargestellt.

Sind keine weiteren geometrischen Informationen verfügbar, muss der Speisewasservorwärmer erneut ausgelegt werden, bevor er implementiert werden kann. Im vorliegenden Fall ist jedoch die Rohrgeometrie und Gesamtfläche A_{ges} bekannt, weswegen nur die Aufteilung der Gesamtfläche auf drei Wärmeübertrager abgeschätzt werden muss. Unter Vernachlässigung des Druckverlustes auf der Mantelseite sind neben den Ein- und Austrittsenthalpien ($h_{1,E}(p_1, t_{1,E})$ und $h_{1,A}(p_1, t_{1,A})$) des Heizmediums, auch die Enthalpie zwischen Enthitzer und Kondensator $h''_{1,ab}(p_1)$ bzw. zwischen Kondensator und Nachkühler $h'_{1,bc}(p_1)$ bekannt. Somit ergeben sich die einzelnen Wärmeströme \dot{Q}_i in Gl. 4.38 bis 4.41.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 (h_{1,E} - h''_{1,ab}) = \dot{m}_2 (h_{2,A} - h_{2,ab}) \quad (4.38)$$

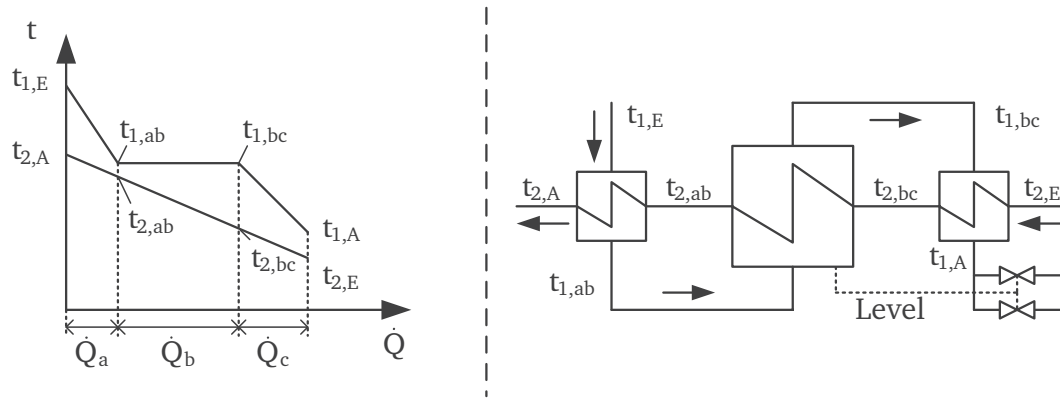


Abbildung 4.22: Temperaturverlauf in einem Vorwärmer mit Enthitzung und Nachkühler, Quelle: [140]

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_1 (h''_{1,ab} - h'_{1,bc}) = \dot{m}_2 (h_{2,ab} - h_{2,bc}) \quad (4.39)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 (h'_{1,bc} - h_{1,A}) = \dot{m}_2 (h_{2,bc} - h_{2,E}) \quad (4.40)$$

$$\dot{Q}_{ges} = \sum \dot{Q}_i = \dot{m}_1 (h_{1,E} - h_{1,A}) = \dot{m}_2 (h_{2,A} - h_{2,E}) \quad (4.41)$$

In einer ersten Abschätzung teilt man die bekannte Fläche A_{ges} , proportional auf die jeweils übertragene Wärmemenge \dot{Q}_i auf. Natürlich ist dies eine grobe Abschätzung, da sich die Wärmeübertragungsmechanismen stark unterscheiden. Zum Ausgleich wird für drei Apparate die Konstante k_{kon} , welche linear auf die Wärmeübertragung Einfluss nimmt, solange iterativ angepasst, bis die übertragenen Wärmemengen dem Vollastfall entsprechen.

Ein Schema des Hochdruckspeisewasservorwärmers 7 vom Referenzkraftwerk ist Abb. 4.22 (rechts) abgebildet. Darin enthalten ist ebenfalls das Füllstandregelventil, welches für einen minimalen Füllstand im Kondensator sorgt und das Überlaufventil, dass beim Übersteigen des maximalen Füllstandes überschüssiges Kondensat in Richtung Hauptkondensator ablässt. Eine vollständige schematische Darstellung der modellierten Vorwärmstrecke ist im Anhang Abb. B.4 zu finden.

4.2.5.4 Speisewasserpumpen

Zum Druckaufbau verfügt das Kraftwerk über eine, von einer Turbine angetriebene, Speisewasserpumpe sowie über eine elektrische Teillastpumpe. Beide sind parallel angeordnet, bestehen jeweils aus Vor- und Hauptpumpe und sind entsprechend ihrer Kennfelder charakterisiert. Die Dampfversorgung der Speisewasserantriebsturbine erfolgt von der Anzapfung A5, welche auch den Speisewasserbehälter versorgt. Alternativ kann die Dampfversorgung auch auf die kalte Zwischenüberhitzung (A7) umgelegt werden. Dies ist notwendig, falls die Umleitstationen geöffnet sind oder der Druck bei sehr niedrigen Teillasten an der Anzapfung A5 zu stark sinkt. Da die vordefinierten Pumpenkonfigurationen der Software nicht über eine Entnahmestelle verfügen, wird das Wasser zur ZÜ-Temperaturregelung stromab der Speisewasserpumpen entnommen. In Abb. 4.23 ist ein Prozessschema der Speisewasserpumpen inklusi-

ve der verwendeten Komponenten zu sehen. Der entspannte Dampf am Austritt der SPAT wird in einem separaten Kondensator verflüssigt und zu den Hauptkondensatpumpen geführt.

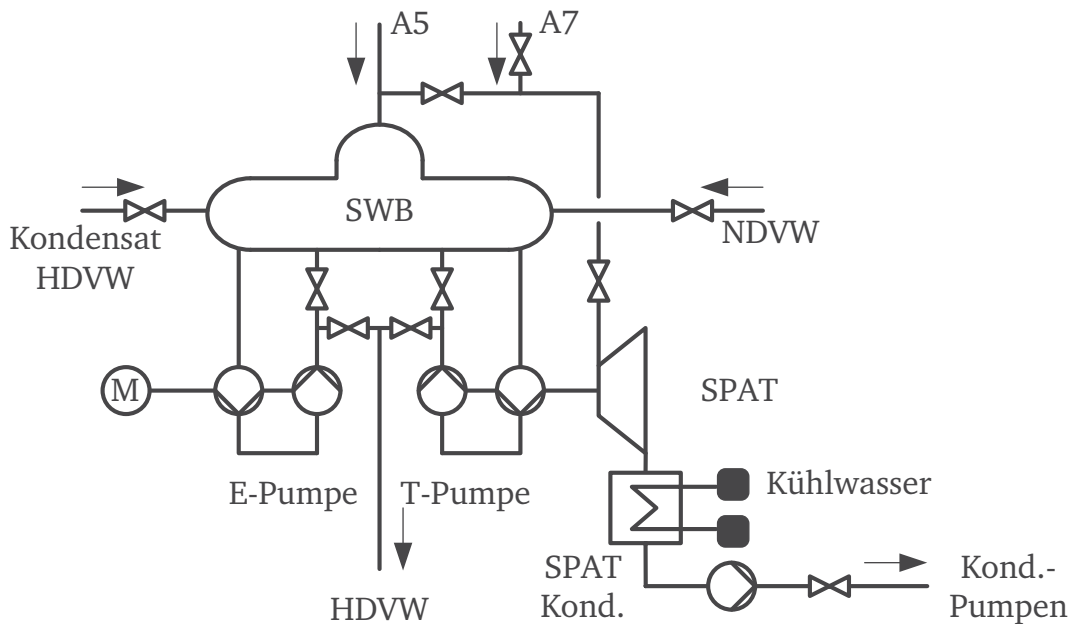


Abbildung 4.23: Schema der implementierten Speisewasserpumpen

4.2.5.5 Umleitstationen

Strenggenommen können die Umleitstationen eines Kraftwerks systemtechnisch auch dem Dampferzeuger zugeordnet werden, sind in dieser Darstellung der durchgeführten Modellierung jedoch der Turbine zugeordnet. Das Kraftwerk verfügt über eine Hochdruckumleitstation (HDU), welche den Dampf um die Hochdruckturbine in die kalte Zwischenüberhitzung leitet und eine Niederdruckumleitstation (NDU), die den Dampf aus der heißen Zwischenüberhitzung in den Kondensator führt. Für die Entscheidung die Umleitstationen mit in das Kraftwerk zu integrieren gibt es, neben dem Bestreben, einen möglichst hohen Detailgrad zu erreichen, zwei weitere Gründe: zum einen soll das Kraftwerksmodell zukünftig für die Simulation von Anfahrvorgängen erweitert werden, und zum anderen soll es auch fähig sein, Störfälle bei noch (weitestgehend) unbekanntem Betriebspunkten, wie sehr niedrigen Teillasten, zu untersuchen. Auf diese Art kann überprüft werden, ob bestehende regelungstechnische Ausführungen ausreichend sind oder ob zusätzliche Maßnahmen notwendig sind.

Ebenfalls mit implementiert sind die ZÜ-Sicherheitsventile, die am Dach des Dampferzeugers angebracht sind und bei Bedarf überschüssigen Dampf von der heißen Zwischenüberhitzung (HZÜ) an die Umgebung abgeben können. Bei Anlagen, deren Kondensator für die Menge an Dampf ausgelegt ist, der beim Umfahren im Volllastpunkt erreicht wird, kommen die Sicherheitsventile jedoch nur bei vieldimensionalen Störungsszenarien zum Einsatz.

4.2.6 Verschmutzung

In Kohlefeuerungen bilden sich rauchgasseitig Ansätze an Heizflächen aus. Der Grad der Asche- und Schlackeablagerung wird dabei von verschiedenen Parametern beeinflusst [50]: Brennstoffeigenschaften, Prinzip und Konstruktion der Feuerung, Heizflächenanordnung, Verbrennungsablauf und Betriebsweise der Anlage.

Dabei spielen insbesondere die mineralischen Bestandteile eine große Rolle. Der immer häufigere Einsatz von Kohlen minderer Qualität und die Zufeuerung von Biomassen oder anderen Ersatzbrennstoffen führen zu einer erhöhten Verschmutzung der Anlagen. Prinzipiell kann man nach [50] zwei unterschiedliche Formen definieren :

1. Verschlackungen sind festhaftende Ansätze an den Brennkammerwänden und Überhitzerheizflächen, die sich bei Temperaturen von über 1000 °C^4 durch Erweichen oder Teilschmelzen der im Brennstoff enthaltenen Mineralsubstanzen bilden.
2. Verschmutzungen dagegen sind Ablagerungen mit geringer Festigkeit an Heizflächen bei Temperaturen unter 1000 °C .

Der Wärmerübergang in den Heizflächen wird durch die Verschmutzung negativ beeinflusst, wodurch sich der Wärmeeintrag zum Ende des Dampferzeugers schiebt. Auch die Geschwindigkeit und somit der Druckverlust steigt minimal durch den schrumpfenden Strömungsquerschnitt. Um Abhilfe zu schaffen, setzt man Reinigungsanlagen wie Rußbläser oder Wasser- bzw. Dampfmaschinen ein, um den Dampferzeuger während dem Betrieb zu reinigen. Nichtsdestoweniger nimmt die Verschmutzung des Dampferzeugers auch unter dem Einsatz der Reinigungsanlagen kontinuierlich über die Dauer der Reisezeit⁵ zu.

Verschmutzung tritt auch stromab des Economizers im Kanalsystem, der Entschickungsanlage und insbesondere im Luftvorwärmer auf. Obwohl reale Anlagen auch hier mit Reinigungsvorrichtungen wie Rußbläser oder Wasserlanzen ausgestattet sind, ist mit einer konstanten Verschmutzung zu rechnen. Der Luvo ist mit seinen dichtgepackten Blechen besonders gefährdet, da es beim Unterschreiten des Taupunktes zu hartnäckigen Anbackungen von Asche kommen kann [43]. In einem Kraftwerksmodell kann man Verschmutzung auf der Gasseite durch einfache Faktoren c_i , c_j und c_k berücksichtigen. Der Faktor c_i muss dann für alle i Heizflächen mit konvektivem Wärmeübergang definiert werden, diese ergibt, multipliziert mit der konvektivem Wärmeübergangskonstanten (Gl. 3.11) der sauberen Anlage $k_{kon,i,sauber}$, die konvektive Wärmeübergangskonstanten der verschmutzten Anlage $k_{kon,i}$ (Gl. 4.42).

$$k_{kon,i} = c_i k_{kon,i,sauber} \quad (4.42)$$

Dies gilt analog für alle j Heizflächen mit strahlungsbedingtem Wärmeübergang in Gl. 4.43.

⁴ Die genaue Temperatur ist abhängig von der jeweiligen Aschezusammensetzung des Brennstoffs und die genannte Temperatur dient zur groben Orientierung.

⁵ Als Reisezeit wird jene Zeit bezeichnet, die zwischen zwei geplanten Revisionen liegt.

$$k_{str,j} = c_j k_{str,j,sauber} \quad (4.43)$$

Um den erhöhten Druckverlust in allen k betroffenen Strömungselementen zu berücksichtigen, wird ein zusätzliches c_k definiert, was zum Widerstandsbeiwert der sauberen Anlage $\zeta_{k,sauber}$ hinzuaddiert wird.

$$\zeta_k = c_k + \zeta_{k,sauber} \quad (4.44)$$

Da die aktuelle Verschmutzung der Anlage unbekannt ist und eine genaue Bestimmung ohne weiteres nicht möglich ist, wird mit einer Anlage in einem sauberen Zustand gerechnet ($c_i = 1$, $c_j = 1$ und $c_k = 0$), dies muss natürlich bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.

4.2.7 Regelung

Zur Simulation zeitabhängiger Prozesse ist die Abbildung einer realitätsnahen Regelung notwendig. Die implementierten Regelungen basieren auf Standardkonzepten aus der Literatur, welche für die konkrete Anlage modifiziert wurden. Als Schriftwerk dienen hierzu die Arbeiten von Klefenz [169] [170], Dukelow [171], Love [172], Lindsley [173], Breckner [174] und die jeweiligen Richtlinien des VDI. Im Folgenden sollen kurz die implementierten Regelungen vorgestellt werden. Bei großen Kraftwerksblöcken, wie das hier erstellte Referenzmodell, bilden Dampferzeuger, Turbosatz und alle Hilfseinrichtungen eine Einheit, so dass der Block unabhängig von anderen Blöcken eines Standortes betrieben werden kann [169]. Die vorgestellten Regelungen sollen dabei nur kurz verbal beschrieben werden. Zur Parameterbestimmung der hauptsächlich verwendeten proportional-integral-Regler im Modell wird die sogenannte T-Summen-Regel verwendet, die von Kuhn 1995 vorgestellt wurde und sich durch seine einfache Handhabung und hohen Zuverlässigkeit auszeichnet [175]. Nach Möglichkeit wurde ein automatisiertes Programm verwendet, welches von Schäfer im Rahmen einer Abschlussarbeit für die Simulationssoftware APROS entwickelt wurde [176].

4.2.7.1 Blockregelung

Die Blockregelung konventioneller Anlagen hat die Aufgabe zu jedem Zeitpunkt, die Blockleistung (Ist-Leistung) an die geforderte Soll-Leistung anzupassen [177]. Prinzipiell muss die Blockregelung die Erzeugung von bis zu drei (teilweise) unterschiedlichen Energieformen, elektrischer Energie, Prozessdampf und/oder Fernwärmeleistung, koordinieren. Obwohl es möglich ist, die komplette Leistungsregelung eines großen Dampfkraftwerks zu implementieren, wurde statt der Leistungsregelung eine Leistungssteuerung verwirklicht. Hierbei wird durch den Benutzer lediglich ein Zielwert für die in der Turbine abgegebene Leistung vorgegeben und dieser als Eingang in die restlichen Regelkreise verwendet. Da das fertige Modell auch dazu verwendet werden soll, gezielt flexibilitätssteigernde Maßnahmen zu untersuchen, wurde darauf verzichtet eine Leistungsregel einzubauen. Somit sind mögliche einzeln untersuchte

Maßnahmen isoliert zu betrachten und eventuelle Wechselwirkungen mit der Leistungsregel auszuschließen und die Interpretation der Ergebnisse zu vereinfachen.

4.2.7.2 Regelung der Primär- und Sekundärventilatoren

Die Ventilatoren werden jeweils nach dem Druck im Kanalsystem hinter dem Luftvorwärmer geregelt, wobei die Regelung im Sekundärluftsystem über ein Verstellen der Schaufeln der axial ausgeführten Sekundärluftventilatoren erfolgt, während die radialen Primärluftventilatoren über ihre Drehzahl beeinflusst werden. Der Sollwert im jeweiligen Kanalsystem hängt weiterhin von der generierten Frischdampfmenge ab. Damit die nachgeschalteten Luftklappen immer ausreichend Regelreserven zur Verfügung haben wird der Sollwert mit den Klappenpositionen korrigiert, d.h. bei großen Klappenöffnungen, wird der Sollwert vergrößert und bei niedrigen Positionen wird er verringert.

4.2.7.3 Regelung der Sekundär- und Tertiärluftmengen

Da die jeweils in den Ecken angeordneten Brenner mitsamt ihren Klappen zusammengefasst wurden, musste auch die Regelung der Klappen zusammengefasst werden. Die Aufgabe der Sekundär- und Tertiärluftklappen ist die Bereitstellung der zur Verbrennung notwendigen Verbrennungsluft unter Berücksichtigung einer stickoxidarmen Verbrennung. Insbesondere spielt in der realen Anlage die Abstimmung von Sekundär- und Tertiärluft (alt. Verbrennungs- und Ausbrandluft) eine maßgebliche Rolle [144]. Zur Vereinfachung wird in dem Modell die Tertiärluft nur in Abhängigkeit des Frischdampfmassenstromes, zwischen einer Unter- und einer Obergrenze, geregelt.

Alle Sollwerte der Verbrennungsluftmengen der vier Feuerungsebenen werden getrennt, in Abhängigkeit der jeweiligen Zuteilerdrehzahl, Primärluftmenge und evtl. Frischdampfmenge, berechnet. Global für alle Ebenen wirkt der sogenannte Sauerstoffkorrekturregler, welcher die berechneten Sollwerte der Sekundärluftmenge, je nach gewünschtem Sauerstoffgehalt im Abgas, korrigiert. Typischerweise ist auch der gewünschte Sauerstoffgehalt im Abgas, der direkt mit der Luftzahl λ zusammenhängt, lastabhängig und steigt insbesondere bei niedrigen Lasten stark an. Alternativ kann auch λ direkt geregelt werden, indem man die gesamte eingetragene Luft, d.h. Primär-, Sekundär-, und Tertiärluft, messtechnisch erfasst und mit einem Sollwert, der sich aus dem stöchiometrischen Luftbedarf der Kohle, dem Kohlemassenstrom und dem gewünschtem λ berechnet, vergleicht. Da im Kraftwerksmodell der stöchiometrische Luftbedarf der Kohle bekannt ist, bietet sie den Vorteil, den Luftüberschuss genau einzustellen, ohne auf eine Verzögerung durch die Sauerstoffmessung zu warten.

4.2.7.4 Regelung der Primärluftmenge

Die Regelung orientiert sich an der VDI-Richtlinie 3505 [178] und ist an die Anforderungen des Modells angepasst worden. Zur Regelung der Primärluftmenge, welche über die heißen Primärluftklappen manipuliert wird, dient die jeweilige Zuteilerdrehzahl als Führungsgröße. Bei der Sollwertberechnung der Primärluftmenge sind einfache Übertragungsglieder vorhanden, um den Mahlvorgang mit zu berücksichtigen. Während in der Realität oftmals nicht der gesamte Wassergehalt der rohen Kohle verdampft

und die feine Kohle durchaus mit einer gewissen Restfeuchte zum Dampferzeuger gefördert wird, ist dies in der Simulationssoftware nicht ohne weiteres möglich. Solange die Temperatur ausreichend hoch ist, verdampft das komplette Wasser und die Mühlenaustrittstemperatur wird mitunter unterschätzt, was zu einer zu geringen Primärluftmenge führt. Aus Gründen der Einfachheit kann für das Simulationsmodell auf die Regelung der kalten Primärluft bzw. der Mühlenaustrittstemperatur komplett verzichtet werden, da die gesamte Primärluftmenge ohnehin über die heiße Primärluftklappe bereitgestellt wird.

Neben der von der Zuteilerdrehzahl abhängigen Primärluftmenge, die auch einen minimalen Grenzwert hat, sind auch spezielle Schrittketten vorhanden, die im Falle eines An- oder Abfahrens der jeweiligen Mühle greifen.

4.2.7.5 Regelung des Feuerraumdrucks

Da moderne Dampferzeuger nicht dichtgeschweißt sind, muss im Feuerraum stets ein leichter Unterdruck von wenigen Millibar eingehalten werden. Das Stellglied hierbei ist der Saugzugventilator, dessen Kennfeld über die Winkel der Schaufeln beeinflusst wird. Die Regelung an sich ist sehr einfach gehalten, sie kann über einen proportional-integral wirkenden Regler verwirklicht werden [169]. Um eine ausreichend gute Dynamik zu erhalten, kann man das Stellsignal des Sekundärluftgebläse als Störgröße mit aufschalten, um den Saugzug bei Änderungen in der Luftversorgung parallel vorzusteuern. Die implementierte Regelung orientiert sich an der VDI-Richtlinie 3504 [179]. Es bleibt noch zu erwähnen, dass - wie bei großen Anlagen üblich - ein Regler beide parallel laufenden Saugzugventilatoren führt.

4.2.7.6 Regelung der Abgastemperatur

Die Regelung der Abgastemperatur ist im Wesentlichen schon bei der Beschreibung des Dampfluftvorwärmers (Kap. 4.2.2.5) erklärt worden. Üblicherweise ist der Sollwert statisch, d.h. unabhängig vom konkreten Säuretaupunkt, fixiert. Dieser feste Wert ist aus konservativen Gesichtspunkten meist überschätzt, wobei die Betreiber Maßnahmen ergreifen, um den Wärmeverbrauch zu senken [44]. Die Abgastemperatur des Rauchgases wird über die Eintrittstemperatur der frischen Luft mittels Dampfluftvorwärmer reguliert.

4.2.7.7 Regelung des Speisewassers

Während gleich alte, aber nicht-europäische Anlagen oftmals als unterkritische Umlaufdampferzeuger ausgeführt sind, wurden in Westeuropa und insbesondere in Deutschland seit den 1960er Jahren Zwangdurchlaufdampferzeuger gebaut. Neben dem verschiedenen Aufbau der Wasser-Dampf-Seite ist insbesondere die Regelung des Speisewassermassenstroms unterschiedlich. Bei Umlaufdampferzeugern dominiert der Trommelfüllstand die Führung der Speisewassermengen, wobei aus dynamischen Gründen auch eine Drei-Elemente-Regelung verwendet wird, die neben dem aktuellen Füllstand auch Frischdampfmenge und Speisewassermenge mitberücksichtigt [171]. Die Regelung von Durchlaufdampferzeugern ist aus verfahrenstechnischer Sicht grundsätzlich etwas anders aufgebaut. In dem hier verwendeten Modell dient die Blockleistung als Führungsgröße für die Speisewassermenge. Zur Kompensation von

Störungen dient weiterhin eine Enthalpiekorrektur, welche die Enthalpie des Wasserdampfes vor den ersten Überhitzern regelt und die Sollspeisewassermenge dementsprechend korrigiert. Dem Ganzen überlagert arbeitet die Mindestmengeneinspritzregelung, sie sorgt für lastabhängige Einspritzung im Hochdruckteil des Dampferzeugers durch Korrektur des zuvor genannten Enthalpiesollwertes. Zum Vertiefen in weiterführendem Schrifttum sei auf die Arbeiten von Klefenz bzw. die VDI-Richtlinie 3506 verwiesen [169] [180] [181].

4.2.7.8 Regelung der Dampftemperatur

Die Regelung der Dampftemperatur im Hochdruckteil und im Mitteldruckteil des Dampferzeugers erfolgt über Einspritzkühler, die zwischen den Heizflächen angeordnet sind (vgl. Abb. 4.2 und Abb. 4.19). Um eine gute Regelgüte zu erreichen, ist die Dampftemperaturregelung des Hochdruckteils als Kaskade ausgeführt [170][174][182]. Bei niedrigen Teillasten ist es jedoch nicht mehr möglich, die angestrebte Temperatur zu halten, weswegen sie z.B. im Schwachlastbetrieb ohnehin obsolet wird.

4.2.7.9 Regelung des Dampferzeugerdruckes

Obwohl die Anlage üblicherweise im Gleitdruck betrieben wird und somit für den Normalbetrieb keine explizite Dampfdruckregelung besitzt, ist es dennoch notwendig, entsprechende Regelorgane für den Schwachlastbetrieb abzubilden. Die Anlage verfügt vor der Hochdruck- und der Mitteldruckturbine jeweils über ein Turbinenregelventil, das bei Bedarf angedrosselt werden kann, um den jeweiligen Mindestdruck bei niedrigen Lasten einzuhalten. Bei zu hohen Drücken im Hochdruckteil greift die Hochdruckumleitstation ein und entspannt einen Teilstrom in eben dieser. Damit es zu keiner überhöhten Temperatur an der kalte Zwischenüberhitzung (KZÜ) kommt, sorgt die Regelung der HDU-Einspritzung für das notwendige Enthalpiegefälle. Analog ist es die Aufgabe der Niederdruckumleitstation, eventuell auftretende Druckspitzen durch ein Umleiten des Dampfes um Mittel- und Niederdruckturbine herum abzufangen. Die Regelung hält sich an die vorgegebene VDI-Richtlinie [183]. Des Weiteren wurden alle benötigten Regelkreise zur Simulation eines Turbinenschnellschluss angelegt.

4.2.7.10 Regelung der Behälterfüllstände

Die Füllstände der zahlreichen im Modell befindlichen Behälter werden alle relativ simpel geregelt. So werden die Füllstände in den Speisewasservorwärmern über ihr Ablaufventil geregelt, während die teilweise vorhandenen Nebenkondensatpumpen konstant laufen. Optional wurden auch die Notablaufventile in Richtung Hauptkondensator mitsamt Regelung implementiert. Als größter Behälter sei der Speisewasserbehälter genannt, dessen Füllstand über das Hauptkondensatregelventil, also den Zulauf, geregelt wird. Für die drei Kondensatpumpen ist eine Minimalflussregelung ebenfalls integriert.

4.2.7.11 Regelung der Umwälzung

Da bei Schwachlast das Kraftwerk im Umwälzbetrieb gefahren wird, muss die dafür zuständige Regelung (vgl. Kap. 4.2.4.3) mit der Speisewasserregelung abgestimmt werden, prinzipiell können dafür

unterschiedlichste Konzepte verwendet werden [169]. Eine einfache Lösung dafür ist der Einsatz des Kondensatregelventils zur Füllstandsregelung der Abscheideflasche, während gleichzeitig die Speisewasserpumpe das restliche Wasser im Verdampfer bereitstellt zum Erreichen der Verdampfermindestmenge. Daneben sind noch die entsprechenden Regelungen zum Pumpenschutz, zur Unterkühlung und zum Überlaufschutz in das System implementiert.



5 Überprüfung der Modellgüte

Um die Modellgüte beurteilen zu können, muss das Kraftwerksmodell validiert werden, da ohne eine Überprüfung die Aussagekraft eines numerischen Modells fragwürdig ist. Für die Validierung der Wasser-Dampfseite kommt hier ein zweistufiger Ansatz zum Tragen, der auch von der zur Verfügung stehenden Menge an Messdaten abhängt. Kraftwerksprozesse werden üblicherweise anhand von Hersteller-eigenen Programmen ausgelegt und dann auch konstruktiv umgesetzt.

Für die Wasser-Dampf-Seite wird das Modell zunächst in den Teilsystemen mit den stationären Auslegungsdaten verglichen, dies dient zur Überprüfung der physikalischen Plausibilität. Anschließend werden die Teilabschnitte zusammengefügt, und die dynamische Güte wird anhand von Messdaten aus dem Kraftwerk beurteilt.

5.1 Stationäre Validierung

Zunächst soll der Dampferzeuger betrachtet werden, dieser wurde 2009 zusammen mit dem Turbosatz erneuert [36]. Für den Dampferzeuger liegt eine wärmetechnische Auslegung vor, welche als Referenz dient. Das Verwenden von Auslegungsdaten zur Überprüfung der Modellgüte ist sinnvoll, da hier alle Daten von Enthalpie, Druck und Massenstrom zum Vergleich herangezogen werden können. Des Weiteren basiert das erstellte Modell auf den gleichen geometrischen Daten. Außerdem ist es möglich, den Einfluss von Verschmutzung und Verschlackung zu umgehen, der in der realen Anlage nicht auszuschließen ist. Ein iteratives Anpassen des Wärmeübergangskoeffizienten mittels eingefügter Faktoren (vgl. Kap. 4.2.6) wäre denkbar, jedoch könnten andere Abweichungen damit ebenfalls überdeckt werden. Die isolierte Betrachtung des Dampferzeugers ist in Abb. 5.1 dargestellt. Folgende Größen sind als Randbedingung für die Validierung vorgegeben: Massenströme von Luft, Brennstoff und Speisewassers bzw. KZÜ; Enthalpie des Speisewassers bzw. der KZÜ, Brennstoffzusammensetzung sowie Druck am Austritt des Dampferzeugers (Ausgang ÜH4 und HZÜ).

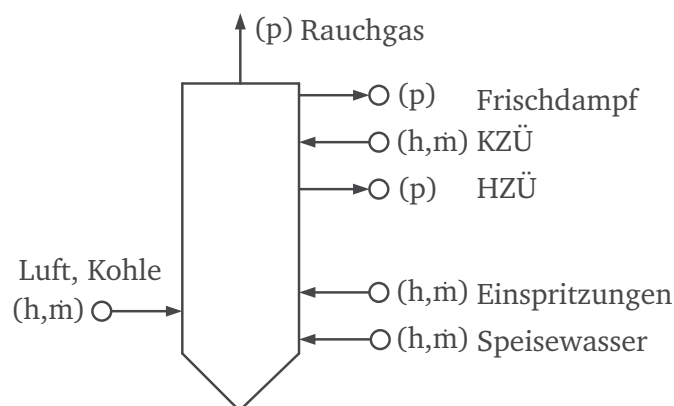


Abbildung 5.1: Übersicht zur stationären Validierung des Dampferzeugers, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}

Bei der Ertüchtigung des Dampferzeugers wurde die wärmetechnische Auslegung für zwei Betriebspunkte (Punkt A und Punkt B) erstellt, diese umfasst zwei unterschiedliche Brennstoffzusammensetzungen bei leicht unterschiedlichen Leistungen Kohle A (102 %) und Kohle B (105 %). Die Konstanten für Strahlung und Konvektion werden für Punkt A angepasst und danach nicht mehr verändert. Sie bleiben für alle weiteren Simulationen auf diesem einmal eingestellten Wert. Tab. 5.1 zeigt eine Übersicht über die Abweichungen zu den stationären Auslegungswerten¹ in Prozent. Man kann von einer sehr guten Übereinstimmung mit dem stationären Auslegungsmodell des Herstellers sprechen. Für den Punkt A, welcher als Referenz für die Modellierung des Dampferzeugers gilt, sind die größten Abweichungen in der Region des Zyklons zu finden. Diese Abweichungen sind mit unter -1,5 % für den Druck und -0,01 % für die Enthalpie sehr gering und vertretbar. Bei Punkt B ergeben sich zwar im Vergleich hierzu deutlich höhere Abweichungen, diese sind jedoch für sich betrachtet sehr niedrig.

Dazu sei erwähnt, dass die Temperaturregelung nicht aktiviert ist, sondern die Menge an eingespritztem Wasser sich ausschließlich an den Auslegungsdaten orientiert, weswegen die Frischdampfenthalpie leichte Abweichungen besitzt.

Tabelle 5.1: Abweichungen von berechnetem stationären Druck (p) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Dampferzeuger in Abhängigkeit der Frischdampfmenge und Brennstoffzusammensetzung (A / B); an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind

Ort (Austritt)	p (A;102 %)	h (A;102 %)	p (B;105 %)	h (B;105 %)
ECO	-0,24 %	0,00 %	0,02 %	0,01 %
Strahlraum	0,01 %	-0,01 %	0,00 %	0,53 %
Verdampfer	-0,64 %	-0,01 %	-0,44 %	- 0,44 %
Zyklon	-1,43 %	-0,01 %	-1,52 %	0,44 %
ÜH1(Tragrohr)	0,00 %	-0,01 %	0,00 %	0,32 %
Einspritzung E1	0,00 %	-0,01 %	0,00 %	0,30 %
ÜH2(Schott)	0,00 %	0,00 %	-0,02 %	0,10 %
Einspritzung E2	0,00 %	-0,01 %	0,00 %	0,10 %
ÜH3	0,00 %	-0,01 %	-0,02 %	0,01 %
Einspritzung E3	0,00 %	-0,01 %	0,00 %	0,01 %
ÜH4	-	-0,01 %	-	-0,12 %
ZÜ1	0,00 %	0,00 %	-0,17 %	-0,04 %
Einspritzung ZÜ	0,00 %	0,00 %	-0,11 %	-0,04 %
ZÜ2	-	0,00 %	-	-0,12 %

Die ähnlichen Ergebnisse von Herstellerprogramm und dem entwickelten numerischen Programm legen nahe, dass das entwickelte Programm den Dampferzeuger gut wiedergibt. Leider ist es auf Grund der verfügbaren Datenlage nicht möglich, den Dampferzeuger noch für weitere Teil-Lastpunkte mit den Auslegungsdaten zu vergleichen.

Anders sieht es für den Turbosatz aus, für den drei unterschiedliche Lastpunkte (100, 75 und 33,5 %) ausgewählt wurden. Diese hängen ausschließlich von der Frischdampfmenge ab. Abb. 5.2 zeigt die Vorgehensweise der Validierung des Turbosatzes, die Mittel- und die beiden Niederdruckturbinen werden in einzelne Segmente unterteilt und es werden entsprechend den Auslegungsdaten verschiedene Rand-

¹ Die Abweichungen beziehen sich auf die Auslegungsdaten, welche in bar und °C angegeben sind.

bedingungen eingestellt. Im Gegensatz zu dem Vorgehen beim Dampferzeuger werden hier keine Konstanten angepasst, sondern lediglich die nominellen Werte (100 %-Lastfall) der Turbinen, angegeben aus denen sich der Stodolakoeffizient berechnet, der wiederum für den gesamten Lastbereich konstant gehalten wird (Kap. 3.2.2).

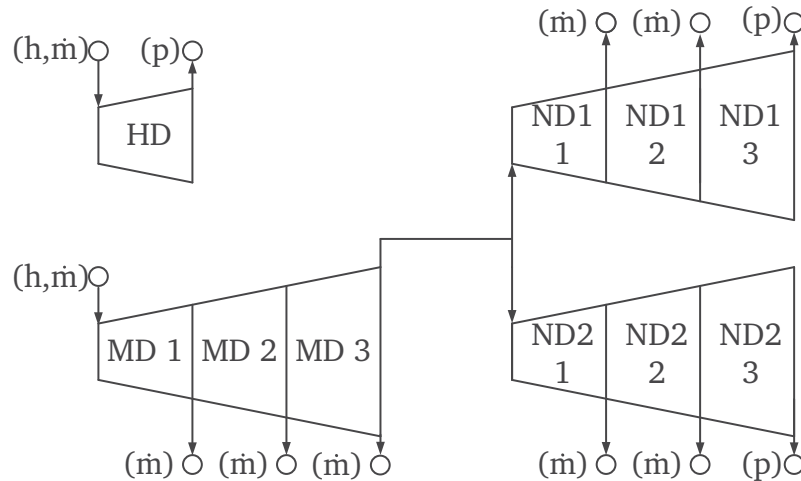


Abbildung 5.2: Übersicht zur stationären Validierung des Turbosatzes, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}

Die stationären Ergebnisse zum Turbosatz sind in Tab. 5.2 zu finden, wobei die Lokalisierung der Bezeichnungen aus Abb.5.2 entnommen werden kann. Betrachtet man die Enthalpie, so ist ersichtlich, dass für die drei dargestellten Lastpunkte die Abweichungen minimal sind. Lediglich bei der Berechnung des Druckes am Ende der Niederdruckturbinen im unteren Lastbereich sind größere Abweichungen zu finden, auch wenn diese, auf Grund des dort herrschenden Druckes, absolut gesehen nur bei einigen 100 mbar sind.

Erklärt werden können diese Abweichungen durch die Tatsache, dass das Auslegungsprogramm des Herstellers für diesen letzten Niederdruckturbinensegmente bei niedriger Teillast mit einem vom Nominalfall abweichenden Stodolakoeffizienten rechnet.

Eine analoge Vorgehensweise wurde für die anderen Teilsysteme des Kraftwerks angewandt, stellvertretend hierfür sind im Anhang in Tab. A.2 die Ergebnisse für den Vergleich zwischen Auslegung und Modell der Hochdruckvorwärmstufen zu finden, wobei die entsprechende Übersicht in Abb. B.5 zu sehen ist. Auf eine Darstellung anderer Teilsysteme auf der Wasser-Dampf-Seite oder von Einzelkomponenten wurde verzichtet, wobei gesagt werden kann, dass die ermittelten Abweichungen die gleiche Größenordnung wie die zuvor genannten Teilsysteme haben.

Etwas anders gestaltet sich die Situation für die Luft- und Rauchgaskanäle, da für die Druckverluste in dem Kanalsystem keine Auslegungsdaten vorhanden waren. Bei der Modellierung der Anlage wurden die Druckverluste anhand von Geometriedaten und Erfahrungswerten abgeschätzt. Um die Güte zu überprüfen, werden die Relativdrücke zur Umgebung an verschiedenen Stellen des Primär- bzw. Sekundärluftpfades für zwei stationäre Lastpunkte berechnet und mit Messdaten aus der Anlage verglichen. Dazu muss gesagt werden, dass die Messdaten in einer nicht-sauberen Anlage erfasst wurden. Abb. 5.3 zeigt den Druckverlauf des Sekundärluftpfades von der Umgebung bis zum Austritt aus dem Luftvorwär-

Tabelle 5.2: Abweichungen von berechnetem stationären Druck (p) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Turbosatz in Abhängigkeit der Frischdampfmenge; an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind

Ort	$p(100\%)$	$h(100\%)$	$p(75\%)$	$h(75\%)$	$p(33,5\%)$	$h(33,5\%)$
Eintritt HD	0,03 %	-	0,23 %	-	0,07 %	-
Austritt HD	-	0,00 %	-	-0,02 %	-	-0,11 %
Eintritt MD 1	0,09 %	-	0,09 %	-	0,07 %	-
Eintritt MD 2	0,08 %	0,00 %	0,25 %	0,01 %	0,57 %	0,04 %
Eintritt MD 3	0,07 %	0,02 %	0,65 %	0,05 %	1,39 %	0,11 %
Austritt MD 3	0,00 %	-0,01 %	0,03 %	-0,01 %	-0,11 %	-0,02 %
Eintritt ND1 1	0,05 %	-0,01 %	0,03 %	-0,01 %	-0,06 %	-0,02 %
Eintritt ND1 2	-0,01 %	-0,01 %	0,49 %	0,02 %	1,45 %	0,08 %
Eintritt ND1 3	-0,03 %	-0,01 %	1,40 %	0,06 %	8,59 %	0,43 %
Austritt ND1 3	-	-0,01 %	-	0,00 %	-	0,08 %
Eintritt ND2 1	0,05 %	-0,01 %	0,03 %	-0,01 %	-0,06 %	-0,02 %
Eintritt ND2 2	-0,03 %	-0,01 %	-0,30 %	-0,02 %	0,45 %	0,02 %
Eintritt ND2 3	-0,03 %	-0,01 %	1,23 %	0,06 %	7,81 %	0,40 %
Eintritt ND2 3	-	-0,01 %	-	0,01 %	-	0,11 %

mer für die Lastfälle mit 100 % bzw. 60 % Leistung. Die Abweichungen für beide Lastfälle sind gering und belaufen sich nur auf wenige Millibar, wobei am Austritt des Luftvorwärmers die Abweichungen am größten sind, was durch die Verschmutzung in den Kanalsystemen und im Luvo begründet werden kann.

Es wäre möglich, die Druckverluste im System mittels Gl. 4.44 für ebendiesen Anlagenzustand anzupassen. Diese Anpassung wäre aber nur genau für diesen Verschmutzungszustand gültig, was eine Übertragung auf andere Zustände der Reisezeit schwierig macht, da Verschmutzung ein nicht-lineares Verhalten aufweist und stark brennstoffabhängig ist.

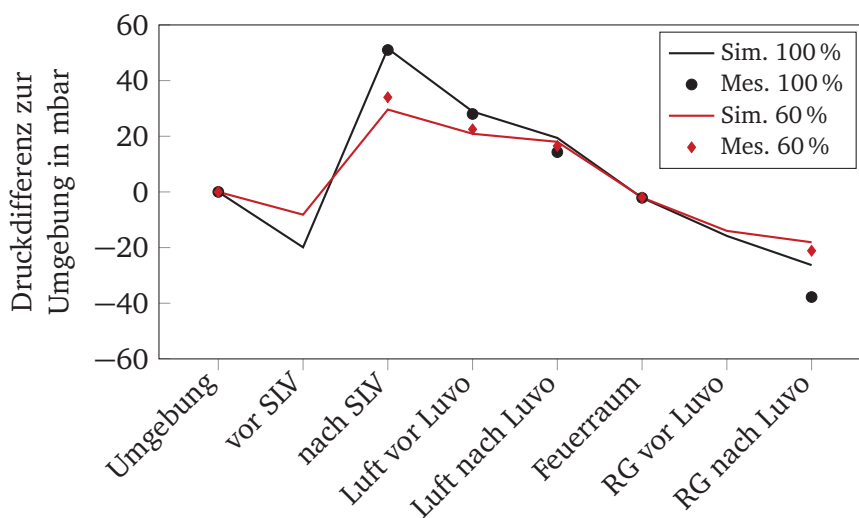


Abbildung 5.3: Vergleich des Druckverlaufes im Sekundärluftpfad zwischen Simulation und Messdaten für zwei verschiedene Lastfälle, Quelle: [184], eigene Darstellung

Die Ergebnisse für den Primärluftpfad sind hierzu analog in Abb.5.4 dargestellt, diese unterscheiden sich lediglich durch den höheren Druck vor der Mühle, welcher durch den Primärluftventilator überwunden wird.

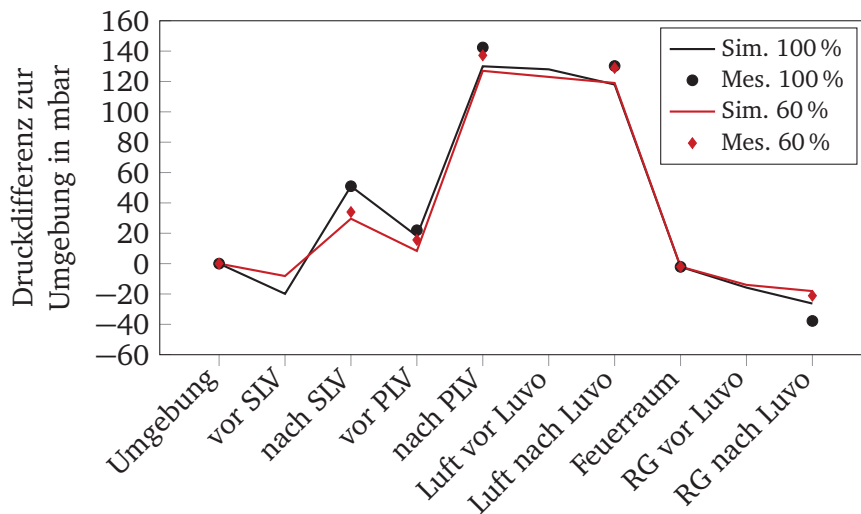


Abbildung 5.4: Vergleich des Druckverlaufes im Primärluftpfad zwischen Simulation und Messdaten für zwei verschiedene Lastfälle

5.2 Dynamische Validierung

Im vorherigen Abschnitt wurde auf die stationäre Güte des Modells eingegangen. Entscheidender ist jedoch die Qualität des dynamischen Prozessverhaltens, welche Effekte wie Masseneinspeicherung, Trägheit und vor allem die Regelgüte des erstellten Modells mitberücksichtigt. Die hier gezeigten Ergebnisse wurden vom Autor teilweise schon in verschiedenen Veröffentlichungen diskutiert [185] [184] [186].

Die Messwerte sind gemittelte Minutenwerte, die direkt aus der Kraftwerksleittechnik ausgelesen werden. Alle eingesetzten Messverfahren, für Druck, Temperatur, Massenstrom etc. sind Stand der Technik und mit gewissen Ungenauigkeiten behaftet.

Zunächst sei dabei auf einen relativ einfachen Lastwechsel von 100 auf 40 % eingegangen, welcher in Abb. 5.5 illustriert ist. Hierbei wird nach 5 min der Lastwechselbefehl auf 40 % gesetzt und das Kraftwerk fährt herunter. Analog dazu verhält es sich im Modell, da lediglich der Zeitpunkt, wann der neue Lastwechselbefehl stattfindet und die Größe des neuen Zielwerts definiert sind. Alle damit verbundenen Aktionen sind über die implementierten Logiken definiert. Der Lastwechsel ist nach 30 min abgeschlossen und der dargestellte Frischdampfmassenstrom zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulierten und gemessenen Werten. Da der Wirkungsgrad des Kraftwerks bei 40 % niedriger im Vergleich zum Volllastpunkt ist, muss mehr Dampf erzeugt werden, um die gewünschte Leistung an der Turbine zu haben. Der hier gezeigte Lastwechsel ist von typischer Natur, wie er täglich im Betrieb vorkommt. Deutlich zu sehen ist, dass mit moderaten Laständerungsgeschwindigkeiten von 2 % pro Minute gearbeitet wird.

Dieser Lastwechsel zeigt, dass das Modell den gegenwärtig gefahrenen Lastwechseln folgen kann und plausible Ergebnisse liefert. Um die Qualität weiter beurteilen zu können, wird ein zweiter Lastwech-

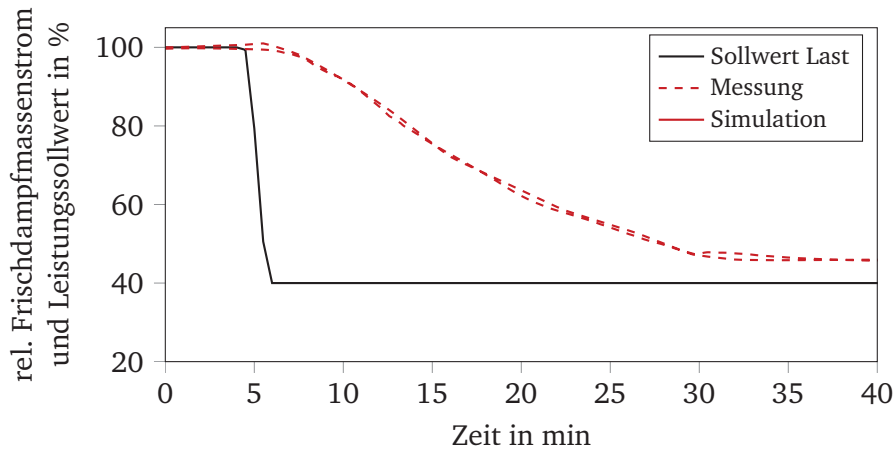


Abbildung 5.5: Vergleich des Frischdampfmassenstroms zwischen Betriebsdaten und Simulation für einen Lastwechsel von 100 auf 40 %, Quelle: [185], eigene Darstellung

sel zu Grunde gelegt. Dieser Lastwechsel beginnt ebenfalls bei 100 % im Durchlaufbetrieb und endet bei 27,5 % in Schwachlast mit überlagertem Umlauf, was bereits der neuen flexiblen Betriebsweise des Kraftwerks Heilbronn geschuldet ist. Des Weiteren werden während dem Lastwechsel die beiden unteren Feuerungsebenen abgeschaltet.

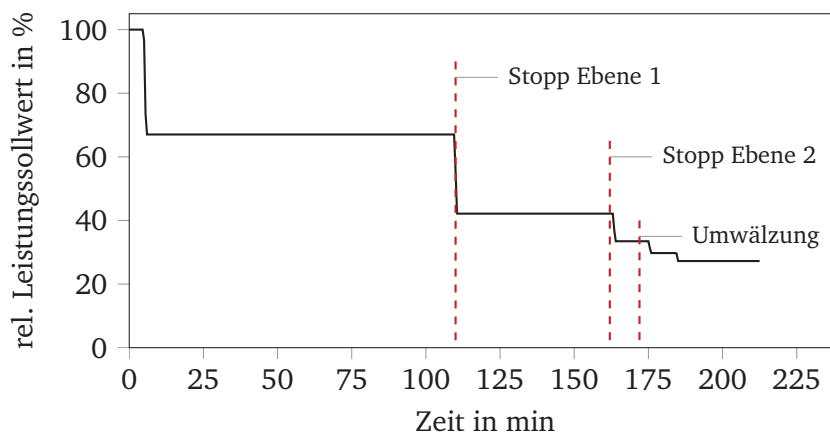


Abbildung 5.6: Darstellung des verwendeten Lastwechsels von 100 auf 27,5 %, Quelle: [184], eigene Darstellung

Ein Schema des Lastwechsels ist in Abb. 5.6 zu sehen. Strenggenommen ist dies kein einzelner Lastwechsel, sondern eine Summe mehrerer verschiedener Lastwechsel, der nach 5 min mit einer Änderung des Lastsollwertes von 100 auf 67,5 % beginnt. Gleichzeitig mit der Änderung des Lastsollwertes von 67,5 auf 42 % nach 110 min wird die unterste Feuerungsebene gestoppt und der Kohlezustrom zur Mühle wird zügig angehalten, während die Zufuhr zu den verbleibenden Mühlen entsprechend angepasst wird um einen konstanten Gesamtgradienten zu gewährleisten.

Die zweitunterste Feuerungsebene wird gleichzeitig mit der Änderung des Lastsollwertes von 42 auf 33,4 % nach 162 min gestoppt. Zehn Minuten später startet der Umwälzbetrieb, anschließend wird der Lastsollwert noch zweimal auf 29,7 % und auf 27,5 % geändert. Um die Simulation durchzuführen

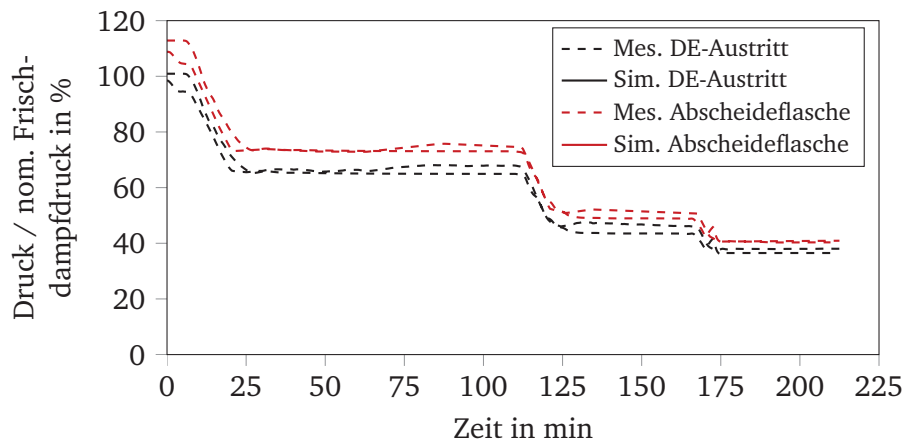


Abbildung 5.7: Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Drucks an zwei verschiedenen Stellen des Hochdrucksystems, Quelle: [184], eigene Darstellung

werden die Laständerungen, das Abschalten der Feuerungsebenen und der Start der Umwälzung als Eingangsgrößen verwendet.

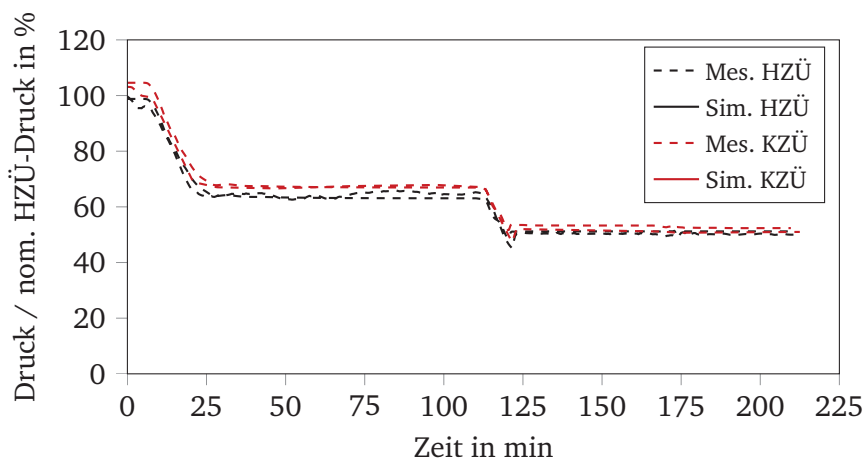


Abbildung 5.8: Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Drucks am Ein- bzw. Austritt des Zwischenüberhitzersystems, Quelle: [184], eigene Darstellung

Abb. 5.7 zeigt den Druckverlauf im Hochdrucksystem nach dem Dampferzeuger und nach der Abscheideflasche, der Druckunterschied entspricht dem Druckverlust über den Überhitzer. Die simulierten Daten zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Betriebsdaten, sowohl qualitativ als auch quantitativ. Nach den Änderungen des Lastsollwertes auf 67,5 bzw. 42 % befindet sich die Anlage im stationären Betrieb. Durch die inhomogene Brennstoffzusammensetzung sind jedoch Schwankungen zu erkennen. In der Simulation dagegen ändert sich nach Erreichen des stationären Punktes nichts mehr. Um eine inhomogene Brennstoffzusammensetzung vorzutäuschen, könnte man mehrere unterschiedliche Kohlen definieren und die exakte Zusammensetzung durch einen Signalgenerator zufällig in bestimmten Verhältnissen variieren lassen.

Auch der Wechsel von Gleitdruck zum Festdruckbetrieb ist erkennbar: Nach dem Lastwechsel von 42 auf 33,4 % fällt der Druck im Hochdrucksystem unter den Grenzwert und das Frischdampfregelventil,

welches sich stromauf der Hochdruckturbine befindet, beginnt den Druck im System auf dem gewünschten Wert zu halten. Eine minimale Druckregelung ist auch im Zwischenüberhitzersystem in Abb. 5.8 zu erkennen. Sobald der Druck in der HZÜ auf 55 % des Sollwertes fällt, beginnt das Regelventil vor der Mitteldruckturbine den Druck zu halten. Der qualitative und quantitative Druckverlauf in Zwischenüberhitzer ist gut und spricht dafür, dass der Dampferzeuger gut abgebildet ist.

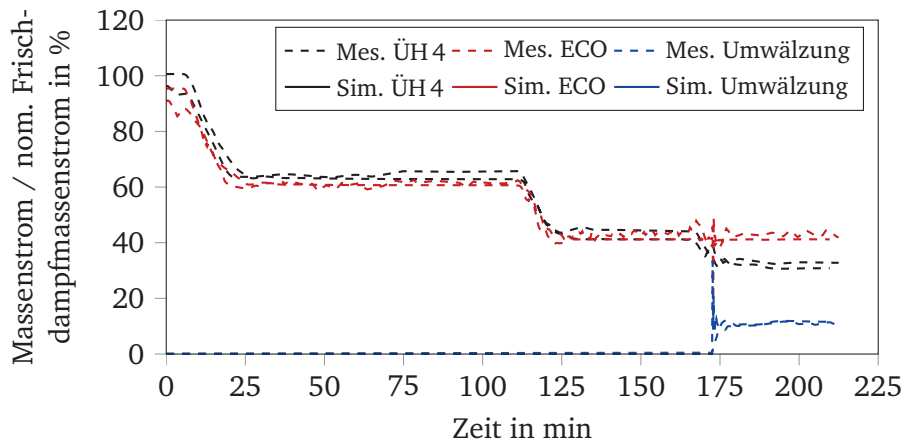


Abbildung 5.9: Darstellung des zeitlichen Verlaufs verschiedener Massenströme im Kraftwerk, Quelle: [184], eigene Darstellung

In Abb. 5.9 sind die simulierten und die betrieblich ermittelten Massenströme im Dampferzeuger gegenübergestellt, es handelt sich hierbei um den Dampfmassestrom zur Turbine, den durch die Umwälzpumpe rezirkulierten Massestrom sowie den Massestrom am Eintritt des Economizers. Dazu sei erwähnt, dass der Wassermassestrom am Eintritt des Economizers sich aus rezirkuliertem Wasser und frischem Speisewasser zusammensetzt. Sobald bei Minute 172 die Umwälzpumpe anfängt zu arbeiten, versuchen Speisewasserregelung und Umwälzregelung den minimal zulässigen Verdampfermassestrom zu halten. Die hier gezeigte Simulation hat zum Start der Umwälzung einen deutlichen Peak im Umwälzmassestrom. Eine nachträgliche Analyse hat gezeigt, dass das Öffnen des Umwälzregelventils zu schnell erfolgt und es sinnvoll wäre, eine Dämpfung zu implementieren.

Die Temperatur am Eintritt und am Austritt des Dampferzeugers ist in Abb. 5.10 dargestellt. Die Temperatur am Eintritt des Economizers gibt direkt einen Aufschluss über die Güte des kompletten Turbinenteils mitsamt den Vorwärmern. Es ist sichtbar, dass die numerische Abbildung des regenerativen Speisewasservorwärmers zufriedenstellend funktioniert, und dass auch bei Teillast eine gute Übereinstimmung erzielt werden kann. Die Frischdampf Temperatur wird von der Temperaturregelung gut gehalten, lediglich beim Übergang vom Durchlauf auf dem Umlaufbetrieb ist eine kurzzeitige Abweichung zu erkennen. Dies kann durch die zu schnelle Öffnung des Umwälzregelventils begründet werden, wodurch die Temperaturregelung kurzzeitig überfordert ist. Nichtsdestoweniger zeigt die Simulation, dass die Temperatur im Regelbetrieb gehalten wird, als auch darüber hinaus gegenüber kurzzeitigen Störungen hinreichend robust ist.

Abb. 5.11 zeigt den Gasdruck am Ende der Brennkammer und nach den Luftvorwärmern während dem Lastwechsel von 100 auf 27,5 %. Der Druckverlust im Rauchgaspfad ist stark vom Verschmutzungsgrad der Anlage abhängig. Der Verschmutzungsgrad hängt wiederum von verschiedenen Faktoren, wie Rei-

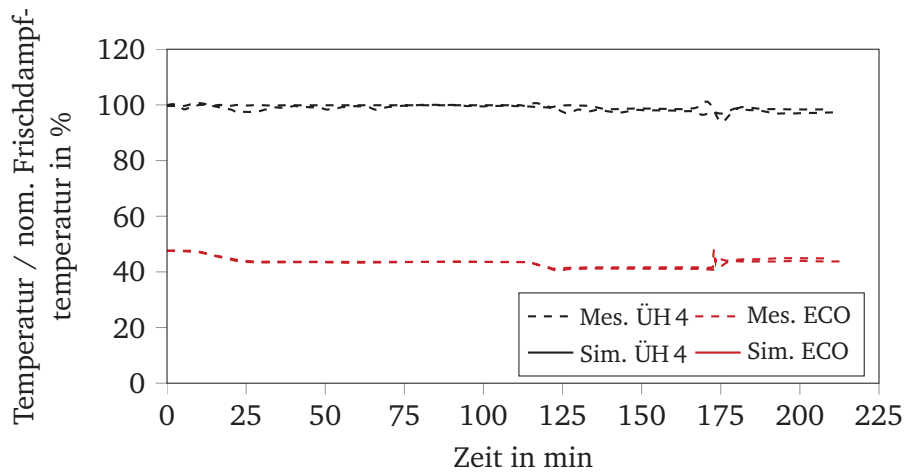


Abbildung 5.10: Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Eintritts- und Austrittstemperatur im Hochdruckteil des Dampferzeugers

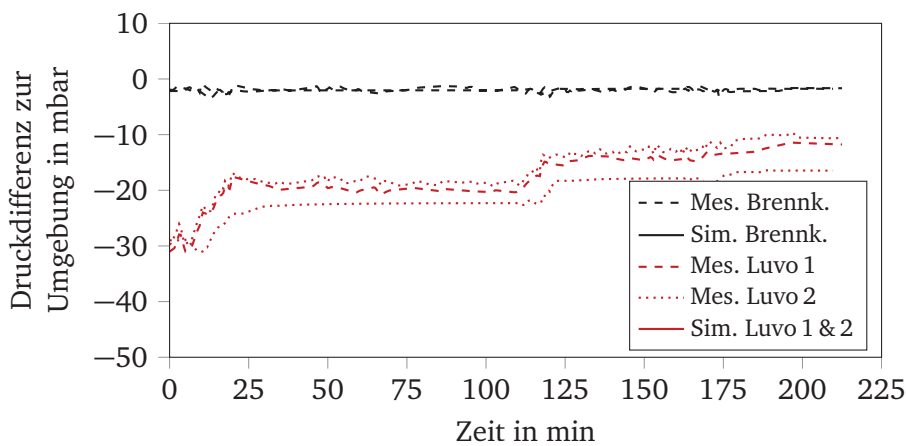


Abbildung 5.11: Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Gasdrucks im Rauchgaspfad, Quelle: [184], eigene Darstellung

seizeit, Brennstoff, Asche und Frequenz von Reinigungsmaßnahmen in den konvektiven Heizflächen ab. Wie in Abb. 5.11 zu sehen ist, wird der Druck in der Brennkammer wie in der realen Anlage von der Regelung leicht unter dem Umgebungsdruck gehalten. Auch der qualitative Druckverlauf nach den Luftvorwärmern stimmt weitestgehend überein. Im Modell sind wie in der realen Anlage zwei Rauchgaspfade vorhanden, welche jedoch, anders als in der realen Anlage, vollständig identisch sind. Vor allem die beiden Luftvorwärmer unterscheiden sich in der Realität hinsichtlich der Verschmutzung und insbesondere der Leckage.

Das unterschiedliche Leckageverhalten sorgt auch für einen unterschiedlichen Sauerstoffgehalt nach den Luftvorwärmern, welcher in Abb. 5.12 dargestellt ist. Hier ist eine quantitative Abweichung zwischen Simulation und Messung zu sehen, während das qualitative Verhalten als zufriedenstellend bewertet werden kann. Die Luftzahl, welche den Luftüberschuss angibt, mit der die Anlage betrieben wird, ist lastabhängig und sorgt bei niedrigeren Lasten für einen höheren Anteil an Sauerstoff im Abgas. Die Abbildung zeigt, dass die entsprechenden Steuer- und Regelungslogiken richtig abgebildet wurden.

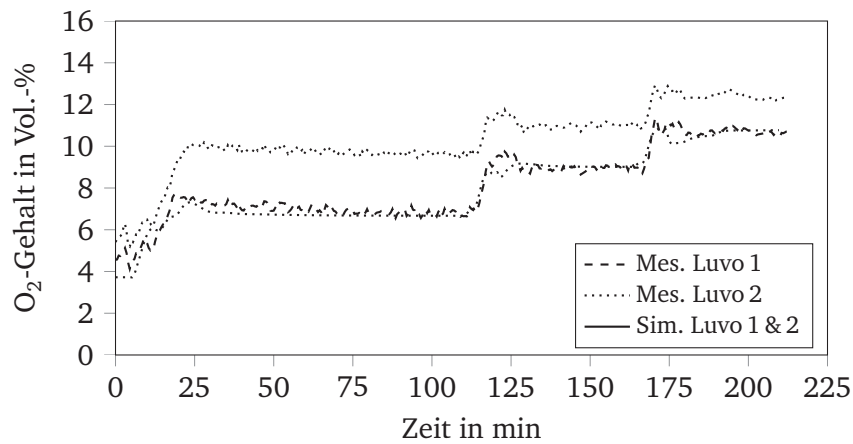


Abbildung 5.12: Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Sauerstoffgehalts im Rauchgaspfad, Quelle: [184], eigene Darstellung

Durch die Simulation des Betriebsverhaltens bei einem anspruchsvollen Lastwechsel bis zu 27,5 % der nominellen Last konnte gezeigt werden, dass das Modell zufriedenstellende Ergebnisse liefern kann und auch komplexere Vorgänge wie das Abschalten von Feuerungsebenen und den Übergang in den Umwälzbetrieb plausibel abgebildet werden können. Die vorhandenen Abweichungen zwischen betrieblichen Daten und Simulation werden als erklärbar eingestuft. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte detaillierte Kraftwerksmodell kann somit zur zukünftigen Untersuchung der Kraftwerksdynamik eingesetzt werden.

6 Flexibilisierungsmaßnahmen

In diesem Abschnitt sollen mögliche Flexibilisierungsmaßnahmen, die mit dem entwickelten Modell untersucht werden können, diskutiert werden. Dabei wird in einem ersten Abschnitt untersucht, wie die vorhandenen Potenziale im Kraftwerk genutzt werden können, um eine kurzzeitige Leistungserhöhung zu erzielen. Hierbei wird komplett auf die vorhandene Infrastruktur zurückgegriffen und lediglich regel- bzw. steuerungstechnische Maßnahmen ergriffen. In einem zweiten Abschnitt werden einige mögliche Retrofit-Maßnahmen, die im Modell evaluiert werden können, diskutiert.

6.1 Nutzung vorhandener Potenziale

Die Betreiber sind daran interessiert, die Dynamik des Kraftwerks zu verbessern, ohne dabei größere Investitionen zu tätigen, da die Unsicherheit bezüglich politischer Entscheidungen eine nachhaltige Planung verhindert. Eine wichtige Komponente, um die Wirtschaftlichkeit großer Anlagen zu sichern, ist die Teilnahme am Regelenenergiemarkt (vgl. Kap. 1.2).

Eine im Rahmen dieser Arbeit betreute studentische Arbeit hat sich mit verschiedenen Maßnahmen beschäftigt, wie Potenziale genutzt werden können, um kurzfristige Laststeigerungen schneller bereitzustellen [60]. Die in diesem Abschnitt diskutierten Ergebnisse stammen aus dieser vom Autor betreuten Arbeit, die eine leicht modifizierte Variante des dynamischen Kraftwerksmodells verwendet, und wurden neu aufbereitet und teilweise anders skaliert. Zunächst werden dabei die einzelnen Maßnahmen isoliert untersucht, bevor zuletzt ein modifizierter Lastsprung von 90 auf 100 % gezeigt wird.

Die isolierten Maßnahmen wurden bei verschiedenen Lastpunkten (15, 40, 60 und 90 %) angewendet, wobei sich hier auf die Darstellung der Ergebnisse bei 90 % Last beschränkt wird. Die Ergebnisse für die Maßnahmen bei den anderen Lastpunkten können im Anhang gefunden werden.

6.1.1 Modifizierter Gleitdruck

Zunächst wird der modifizierte Gleitdruck untersucht. In Deutschland gehört der Betrieb im modifizierten Gleitdruck zum Standardrepertoire großer fossil-befuerter Dampferzeuger. Durch Androsseln des Turbinenregelventils wird der Druck im Dampferzeuger erhöht. Muss nun kurzfristig Energie bereitgestellt werden oder das Kraftwerk muss eine Laststeigerung fahren, kann das Ventil geöffnet werden, wodurch kurzzeitig mehr Dampf aus der Anlage ausgespeichert wird. So kann das träge Antwortverhalten der Mühlen überbrückt werden.

Für die Simulation wird das Turbinenregelventil soweit androsselt, bis sich eine Druckdifferenz von 5 bar über dem Ventil aufgebaut ist. Abb. 6.1 zeigt den Verlauf der erzeugten elektrischen Energie nach dem Öffnen des Ventils. Abgesehen vom Öffnen des Ventils wird kein weiterer Eingriff vorgenommen.

Innerhalb von weniger als 25 s können bis zu 1,2 Prozentpunkte an zusätzlicher elektrischer Energie bereitgestellt werden. Der Nachteil eines Androsselns des Turbinenregelventils ist die Tatsache, dass der

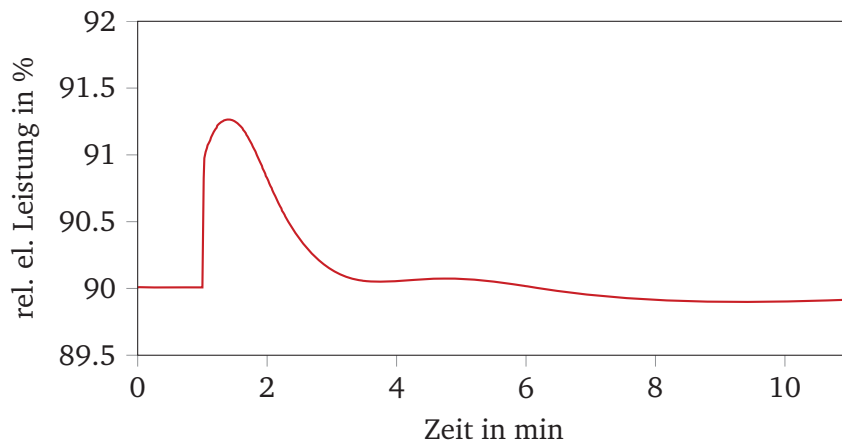


Abbildung 6.1: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem schlagartigen Öffnen eines um 5 bar ange-drosselten Turbinenregelventils bei 90 % Last, Quelle: [60], eigene Darstellung

Druck, der über das Ventil verloren geht, zusätzlich von der Speisewasserpumpe aufgebracht werden muss und somit der Wirkungsgrad der Anlage im Nachkommabereich sinkt. Das Vorhalten von zusätzli-cher Energie wird mit einem kontinuierlich niedrigeren thermischen Wirkungsgrad erkaufte. Die Verläufe für die Lastpunkte 40 und 60 % sind im Anhang B.6 zu finden.

6.1.2 Kondensatstau

Eine sehr etablierte Maßnahme ist der Kondensatstau (vgl. Kap. 2.2.4), bei dem man sich die Spei-cherfähigkeit des Speisewasserbehälters zu Nutzen macht. Man staut das Kondensat in Richtung des Speisewasserbehälters an, wodurch weniger Dampf zur Vorwärmung angezapft wird. Der Dampf, der nicht zur Vorwärmung des Kondensats genutzt wird, kann vollständig durch die Niederdruckturbine geleitet werden. Die Menge an zusätzlicher Energie hängt nur von der Größe des Speisewasserbehäl-ters ab. Der Kondensatstau kann in jedem Dampfkraftwerk nachgerüstet werden und wird oftmals zur Frequenzstützung verwendet.

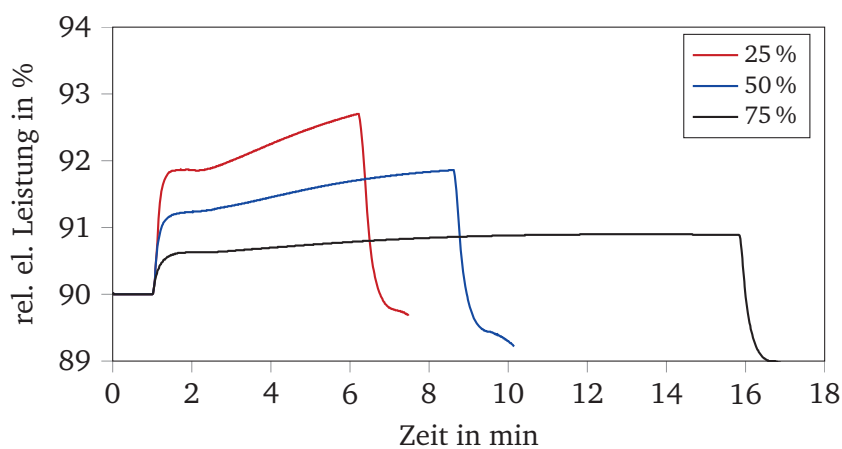


Abbildung 6.2: Verlauf der elektrischen Leistung nach einer Reduktion des Kondensatmassenstroms auf verschiedene Mengen (25, 50 bzw. 75 % der notwendigen Menge bei einer Last von 90 %), Quelle: [60], eigene Darstellung

In Abb. 6.2 sind drei Varianten des Kondensatstaus für das entwickelte Kraftwerksmodell bei einer Last von 90 % gezeigt. Die drei Varianten unterscheiden sich danach, wie viel Kondensat zum Speisewasserbehälter gefördert wird, d.h. bei der 25 %-Variante wird nur ein Viertel des bei 90 % Last notwendigen Massenstroms zum Speisewasserbehälter gefördert. Hierbei wird zwar kurzfristig am meisten Elektrizität erzeugt, der Speisewasserbehälter läuft aber schneller leer, weswegen in diesem Fall nach knapp 5 min die Menge an gespeicherter Energie ausgenutzt ist. Drosselt man den Kondensatmassenstrom um ein Viertel auf 75 % an, kann der Stau knapp 15 min lang gefahren werden.

Durch eine verringerte Menge an kaltem Kondensat in Richtung des Speisewasserbehälters steigt dessen Temperatur an, da der Dampf aus Anzapfung A5 weniger Kondensat aufwärmen muss und auch die Menge an Wasser im Behälter abnimmt. Die erhöhte Temperatur des Speisewassers sorgt für eine verringerte Menge an angezapftem Dampf an den Hochdruckvorwärmern A6 und A7, womit der kontinuierliche Anstieg der Leistung erklärt werden kann. Im Anhang B.7 sind die Ergebnisse für die anderen Lastpunkte zu finden.

6.1.3 Kondensatstopp

Eine weitere Steigerung des Kondensatstaus ist der Kondensatstopp, bei dem das Kondensatregelventil komplett geschlossen wird und der Kondensatstrom somit gestoppt wird. Dementsprechend wird erwartet, dass der Kondensatstopp noch kürzer verläuft, aber eine höhere Amplitude aufweist. Insgesamt wurden in dem Modell zwei Varianten des Kondensatstopps untersucht:

- *Indirekt*: In dieser Variante wird lediglich der Kondensatmassenstrom gestoppt.
- *Direkt*: In dieser Variante wird der Kondensatmassenstrom gestoppt und zusätzlich werden alle Anzapfungen A1 bis A5 mit in den Leitungen befindlichen Klappen geschlossen.

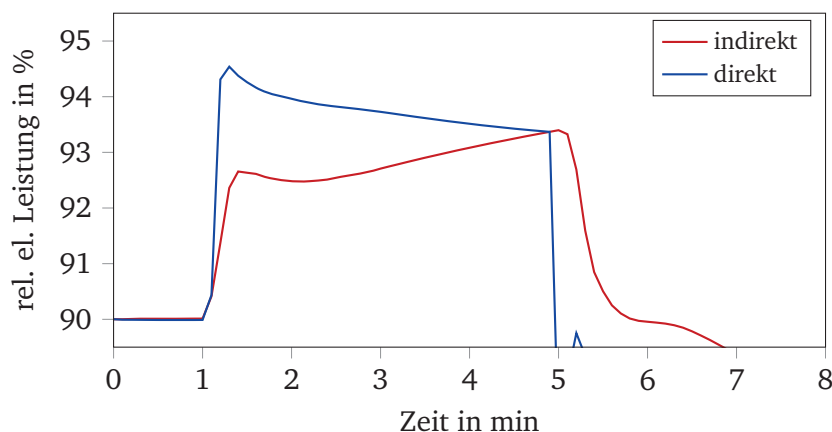


Abbildung 6.3: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp des Kondensatmassenstroms bei einer Last von 90 % mit Schließen des Kondensatregelventils (indirekt) und mit zusätzlichem Schließen der Anzapfungen (direkt), Quelle: [60], eigene Darstellung

Die entsprechenden Verläufe sind in Abb. 6.3 für den Lastpunkt 90 % illustriert. Der Grund, warum die direkte Variante eine größere Energiemenge freisetzt, ist das aktive Stoppen der Dampfversorgung in A5. Im Anhang B.8 sind die Ergebnisse für die anderen Lastpunkte zu finden.

6.1.4 Drosselung A 5

Um herauszufinden, welchen Einfluss der Dampf in A 5 hat, drängt sich die Überlegung auf, ihn isoliert zu betrachten. Der Verlauf der produzierten Elektrizität ist in Abb. 6.4 gezeigt. Ein Schließen der Anzapfung A 5 hat zur Folge, dass mehr Dampf über die Mittel- und Niederdruckturbinen entspannt werden kann und somit mehr Strom produziert werden kann. Ein Fehlen der Anzapfung A 5 hat aber auch zur Folge, dass Temperatur und Druck im Speisewasserbehälter absinken und langfristig der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses sinkt.

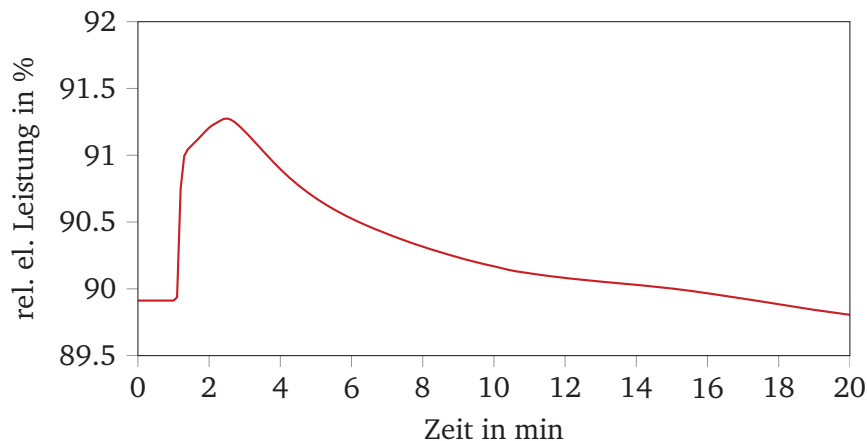


Abbildung 6.4: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 5 bei einer Last von 90 %, Quelle: [60], eigene Darstellung

Wie ersichtlich ist, kann man am Anfang der Prozedur einen um ca. 1,3 Prozentpunkte höheren Output haben, welcher sich über ca. 20 min abbaut. Je höherwertiger der Dampf ist, den man nicht zur Vorwärmung einsetzt, desto mehr elektrische Leistung kann generiert werden. Natürlich ist ein Schließen der Anzapfung A 5 mit verschiedenen weiteren Fragestellungen verbunden, die in dieser Arbeit nicht geklärt werden sollen, wie z.B. die Entgasung des Speisewasserbehälters.

Ein 100 %-iges Schließen der Anzapfung A 5 hat auch den Nachteil, dass der Druck im Speisewasserbehälter zwangsläufig absinkt, da die entsprechende Druckhaltung fehlt. Die Ergebnisse für die anderen Lastpunkte können in Anhang B.9 gefunden werden.

6.1.5 Abschalten der Hochdruckvorwärmer

Der nächste konsequente Schritt ist das Abschalten der Hochdruckvorwärmer. Hierbei wird besonders viel Leistungssteigerung erwartet, weil sehr hochwertiger Dampf in der Turbine entspannt werden kann. Im Modell wird vereinfacht angenommen, dass in den Anzapfleitungen geeignete regelbare Klappen sind. Alternativ könnten die Hochdruckvorwärmer auch umfahren werden, was sich lediglich in einem etwas trägeren Verhalten äußern würde.

In Abb. 6.5 sind die Ergebnisse für das Schließen der Anzapfungen A 6 und A 7 gezeigt, wobei einmal mit komplett geschlossenen und einmal mit 90 % geschlossenen Klappen simuliert wurde. Wie erwar-

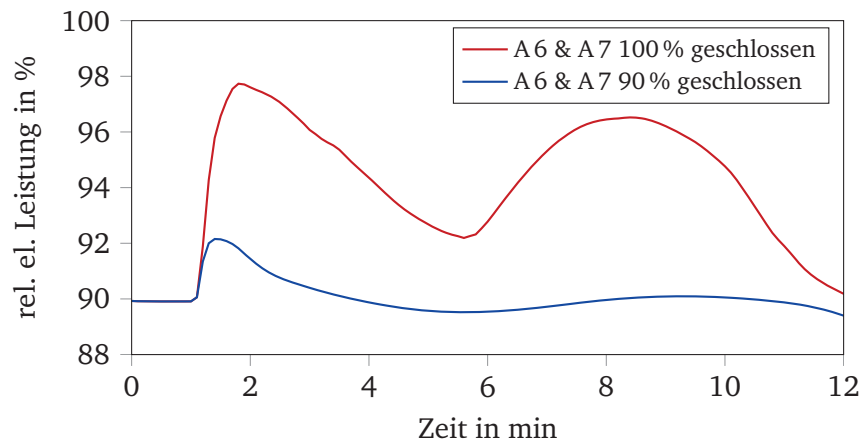


Abbildung 6.5: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 6 und A 7 bei einer Last von 90 %, Quelle: [60], eigene Darstellung

tet kann durch einen kompletten Verzicht der Hochdruckvorwärmung eine enorme Menge an Energie freigesetzt werden. Unmittelbar nach dem Schließen der Anzapfungen steigt der Massenstrom durch die Mittel- und Niederdruckturbine an, wodurch die erste Leistungsspitze erklärt ist. Auf Grund der fehlenden Vorwärmung sinkt die Dampferzeugereintrittstemperatur ab und der Verdampfungsendpunkt im Dampferzeuger verlagert sich, Wasser wird eingespeichert und weniger Frischdampf produziert. Durch den folglich geringeren Dampfstrom in den Überhitzern steigt dort die Temperatur an und die Wassereinspritzungen erhöhen ihren Durchsatz. Gleichzeitig erhöht die Speisewasserregelung den Massenstrom, da die Menge an produziertem Frischdampf zu gering ist. Dabei wird wie die Anlage mit Speisewasser übersteuert. Die Ergebnisse für die anderen Lastpunkte finden sich im Anhang B.10.

Beachtet werden muss bei dieser Variante, dass die Economizer-Eintrittstemperatur um bis zu 70 K sinken kann und die thermische Belastung an Bedeutung gewinnt.

6.1.6 Speisewasserübersteuerung

Nach dem zuvor - induziert durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer - die Speisewasserregelung mit einer Übersteuerung der Speisewassermenge eine kurzfristige Leistungserhöhung erzielt hat, soll dieser Effekt isoliert betrachtet werden.

Bei einer Übersteuerung des Speisewassers macht man sich die in den Rohrleitungen und Sammlern gespeicherte Wärme zu Nutze. Im Prinzip kann eine Speisewasserübersteuerung am Eintritt in den Dampferzeuger oder über die Wassereinspritzungen E 1, E 2 und E 3 erfolgen, welche zwischen den vier Überhitzern angeordnet sind. Im Folgenden soll sich auf eine Übersteuerung mittels Wassereinspritzungen konzentriert werden, da eine Übersteuerung am Dampferzeugereintritt deutlich träger ist und gleichzeitig auch größere Auswirkungen auf die Verdampfereintrittstemperatur und den Verdampfungsendpunkt hat.

Abb. 6.6 stellt den Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Übersteuern des Speisewassers dar. Hierbei wird einmal in Einspritzung E 1 ca. 20 kg/s erhöht und einmal in E 3. Das Nutzen von der Einspritzung E 1 ist hierbei stets ein Vorteil, da die Wärme in den Rohrleitungen der Überhitzer ÜH 2, ÜH 3

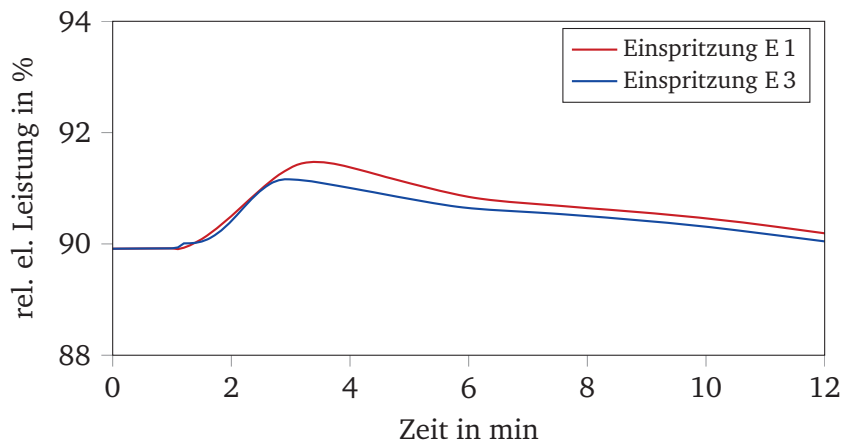


Abbildung 6.6: Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei einer Last von 90 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung

und ÜH 4 genutzt werden kann, während bei einer Erhöhung der Einspritzmenge lediglich die Wärme in ÜH 4.

Bei diesen Überlegungen muss beachtet werden, dass die Frischdampf­temperatur fällt und somit die Hochdruckturbine relativ hohen (bis zu 20 K) und schnellen Temperaturschwankungen ausgesetzt ist. Die Ergebnisse für die anderen Lastpunkte finden sich im Anhang B.11.

6.1.7 Lastsprung von 90 auf 100 %

Die gezeigten Maßnahmen konnten ohne Entwickeln bzw. Implementieren einer eigenen Regelstruktur simuliert werden. Das Kraftwerk befand sich dazu im stationären Zustand und die Maßnahmen konnten gezielt ausgelöst werden.

Um diese Maßnahmen in die Lastwechsel zu integrieren, musste die Regelung des hier entwickelten Kraftwerksmodells erweitert werden. In [60] wurde dazu ein Regler entwickelt, um optimierte Lastrampen zu fahren. Nach dem Erreichen der Solllast wird die Maßnahme kontinuierlich zurückgenommen, um die internen Speicher wieder zu laden.

Der Vorgang soll im Folgenden anhand eines Beispiels von einem Lastsprung von 90 auf 100 % demonstriert werden. Hierbei sind die zuvor diskutierten Maßnahmen während des Lastwechsels aktiviert. Abb. 6.7 zeigt den Verlauf. Darin abgebildet ist ein Referenzverlauf des Kraftwerksmodells, eine Variante mit einer deutlichen Brennstoffübersteuerung, eine Variante mit einem Kondensatstau, eine Variante mit einem Androsseln von A 5 und eine Variante mit einem Androsseln der Hochdruckvorwärmer.

Es ist ersichtlich, dass insbesondere das Androsseln der Anzapfungen A 5 - A 7 direkt zu Beginn des Lastwechsels eine höhere Dynamik bewirken. Der Kondensatstau kann dafür den Lastwechsel dahingehend beschleunigen als, dass er während dem Lastwechsel eine nahezu konstante zusätzliche Leistung liefern kann. Die Brennstoffübersteuerung führt zu einem schnelleren Erreichen des Zielwertes.

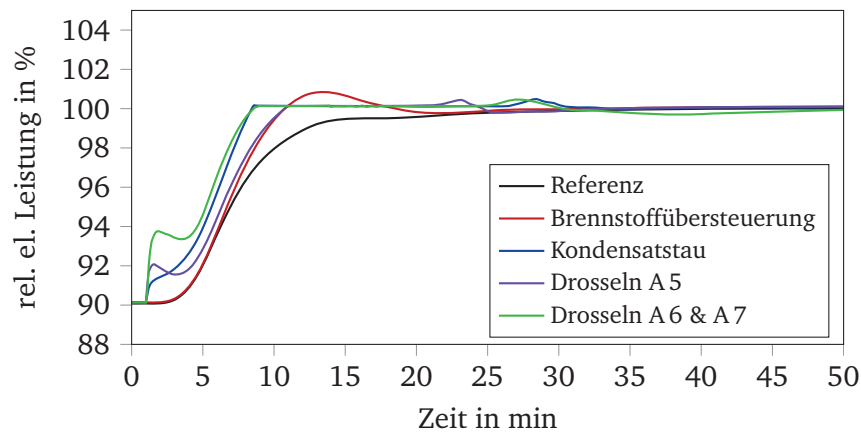


Abbildung 6.7: Lastwechsel von 90 auf 100% mit verschiedenen Maßnahmen, Quelle: [60], eigene Darstellung

Treibt man mit Hilfe des Modells das Gedankenspiel weiter, und lässt einen Lastwechsel von 90 auf 100%, zu bei dem alle diese Maßnahmen kombiniert aktiv sind, so kommt man zu einem Ergebnis das in Abb. 6.8 zu sehen ist.

Dieser Lastsprung zeigt zwar ein deutlich dynamischeres Verhalten als die Referenzanlage, jedoch müssen die Ergebnisse mit Vorsicht genossen werden, da mögliche Hindernisse zunächst bewusst ausgeblendet wurden. So wird die thermische Belastung des Dampferzeugers und der Turbine gesteigert werden, und die genauen Risiken müssen mit detaillierten Schadensmodellen analysiert werden. Auswirkungen auf die Umweltschutzmaßnahmen wurden ebenso ignoriert wie mögliche mechanische Belastungsgrenzen oder der Einfluss auf die Entgasung im Speisewasserbehälter.

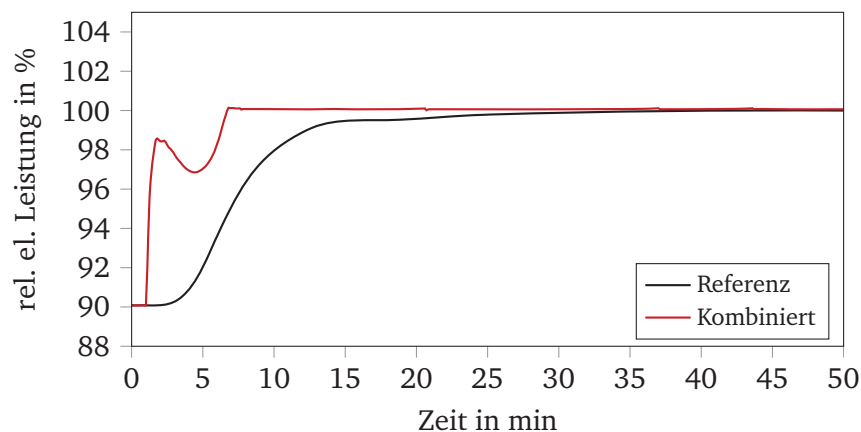


Abbildung 6.8: Lastwechsel von 90 auf 100% mit kombinierten Maßnahmen, Quelle: [60], eigene Darstellung

Nichtsdestoweniger konnte mit diesen Untersuchungen gut das Potenzial instationärer Prozesssimulation gezeigt werden, da es ganz neue Möglichkeiten in der ingenieurtechnischen Herangehensweise offenbart und helfen kann, neue Impulse in der Kraftwerkstechnik zu setzen.

6.2 Mögliche Retrofit-Maßnahmen

Um die Flexibilität weiter zu steigern, sind verschiedenste Maßnahmen denkbar, welche jedoch mit erheblichem konstruktiven und finanziellen Aufwand verbunden sind und daher ein Risiko für den Betreiber darstellen. Die im Folgenden genannten Maßnahmen können relativ schnell ins Modell integriert werden, um weiterführenden Studien durchzuführen.

Überlastventil

Das Überlastventil kann in heutigen Anlagen schon angetroffen werden. Dieses Ventil ist im Bypass zur ersten Stufe der Hochdruckturbine angeordnet und ermöglicht eine kurzfristige Leistungssteigerung über die Schluckgrenze der Hochdruckturbine hinaus, wodurch mehr Dampf durch die Turbine strömt. Das Überlastventil hat den Vorteil, dass es keinen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat, während es ungenutzt ist. Um ein Überlastventil konkret nutzen zu können, muss eine Möglichkeit geschaffen werden, den Dampf nach der ersten Stufe in die Hochdruckturbine zu leiten. Die Anlage in Heilbronn verfügt jedoch über keine Anzapfung in diesem Bereich, welche genutzt werden könnte. Rüstet man eine Überlaststufe nach, könnte an ihr auch eine Anzapfung für einen möglichen Teillast-Hochdruckvorwärmer angebracht werden, der den Wirkungsgrad in Schwachlast anhebt [46].

Für die Integration in das numerische Modell sind Ventilcharakteristik, neue Turbinendaten und gegebenenfalls die Geometrie des möglichen Teillast-Hochdruckvorwärmers notwendig.

Integration externer Speicher

Die Nutzung externer Wärmespeicher, die in den Kraftwerksprozess integriert werden, ist eine weitere Möglichkeit, Energie bei niedrigen Strompreisen zu speichern und sie bei hohen Preisen zu nutzen mit dem Ziel, die Vorwärmer zu ersetzen, wodurch die erzeugte Elektrizität steigt, da weniger angezapft wird. Es existieren zahlreiche Konzepte, welche in beliebiger Komplexität ausgeführt werden können. So kann sowohl Elektrizität, als auch warmes Wasser oder Dampf aus dem Prozess genutzt werden, um thermische Energie zu speichern. Das numerische Modell bietet die Möglichkeit an, dafür an Ent- und Beladeverhalten zu untersuchen und auch die Interaktion der Bestandsanlage mit den neuen Maßnahmen abzuschätzen.

Indirekte Feuerung

Bei der Beschreibung der Flexibilität konventioneller Kraftwerke wurde die indirekte Feuerung bereits in Kap. 2.2 diskutiert. Sie wird als eine der vielversprechendsten Maßnahmen gesehen, da der Mahlvorgang von der Feuerung getrennt wird und die Mühle unabhängig von der Feuerungsleistung geregelt werden kann, lediglich der Bunkerfüllstand dient als Führungsgröße [58]. Durch die fehlende Trägheit der Mühle kann mit höheren Gradienten, einer höheren Staubbiladung in der Primärluft und einer niedrigeren Minimallast pro Feuerungsebene gefahren werden. Lediglich Sicherheitsaspekte müssen beachtet werden, da staubförmige Kohle gelagert werden muss.

Der Einsatz einer indirekten Feuerung in der numerischen Simulation ist ohne Probleme möglich. Eine mögliche Integration in die Software APROS hat Postler in seiner Arbeit gezeigt [87]. Hier wurde ein Ersatzmodell für die indirekte Feuerung, bestehend aus einer Übertragungsfunktion für Zellradschleuse G_{ZRS} und den Förderweg G_{FW} geschaffen. Dabei wird die G_{ZRS} als ein PT_1 -Verzögerungsglied und G_{FW} als ein Totzeitglied angenommen. Die entsprechenden Überlegungen zur Bestimmung der notwendigen Parameter können in [87] nachgelesen werden. Vorteilhaft für die Modellierung ist, dass die Dynamik-bestimmenden Vorgänge weitaus weniger komplex sind und von einer einfacheren Integration ausgegangen werden kann. So müssen lediglich die Zeitkonstante der Zellradschleuse in G_{ZRS} und die drei Totzeitglieder Δt_{FL} , Δt_{FS} und Δt_{SL} abgeschätzt werden.

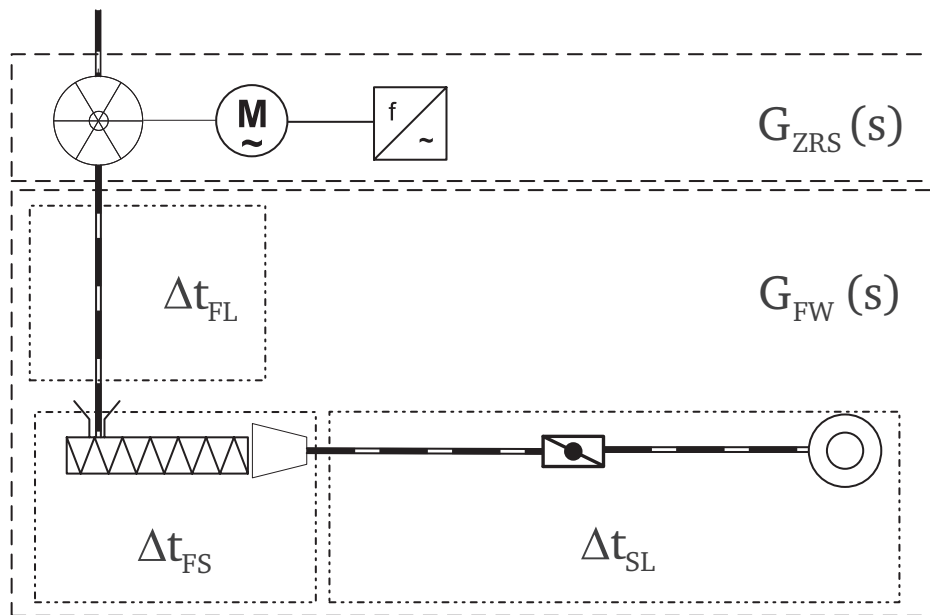


Abbildung 6.9: Modellierungsansatz einer indirekten Feuerung, Quelle: [87]

Laständerungsgradienten

Der Laständerungsgradient eines Kraftwerks ist eine kritische Größe, welche vom Betreiber mit großer Sorgfalt behandelt wird. Er wird meist konservativ abgeschätzt und beeinflusst viele Bereiche des Betriebs. Neben möglichen Schädigungen oder Betriebsstörungen muss eine genaue Abstimmung mit der Regelungstechnik beachtet werden.

Vorschaltgasturbine

Vom Standpunkt der Flexibilität ist eine Vorschaltgasturbine eine interessante Option. Sie bietet zahlreiche Varianten, um die Leistung der Anlage unabhängiger von der Feststofffeuerung zu betreiben. Auch Anfahrprozesse könnten, da bereits bei dem Vorwärmen des Dampferzeugers mit Abgas aus der Gasturbine elektrische Energie produziert wird, damit optimiert werden. Nichtsdestoweniger ist der Einsatz von Vorschaltgasturbinen in Deutschland, auf Grund der hohen Gaspreise und niedrigen Erlöse an der Strombörse in nächster Zeit nicht zu erwarten. Eine Integration in das Modell ist relativ einfach, so könn-

ten die Abgase über den Trichter des Dampferzeugers und die Feuerungsebenen in die Anlage geleitet werden.

Rauchgasrezirkulation

Bei niedrigen Teillasten wird oftmals die Luftzahl erhöht, um die steigenden Gasgeschwindigkeiten und somit die Wärmeübertragung in die konvektiven Heizflächen zu gewährleisten. Zur Unterstützung der Temperatur könnte auch eine Rauchgasrezirkulation für die Teillast installiert werden, um die Geschwindigkeiten hochzuhalten. Das numerische Modell könnte verwendet werden, um die Integration in die Anlage zu bewerten und vorab entsprechende Konzepte zu entwickeln.

Economizer-Bypass

Bei tiefen Teillasten sinken sowohl die Temperaturen im Wasser-Dampfkreislauf ab, als auch die Rauchgastemperaturen. Hier besteht die Gefahr, dass das notwendige Temperaturfenster, in welchem der Katalysator der Entstickungsanlage arbeitet, nicht mehr gehalten werden kann. Es kann unter Umständen hier sinnvoll sein, einen Teil des zugeführten Speisewassers am Economizer vorbei zum Verdampfer zu fahren. Alternativ könnte auch ein rauchgasseitiger Bypass des Economizers in Betracht kommen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden die Herausforderungen an die konventionellen Kraftwerke, welche durch die Umwälzungen im deutschen Energiemarkt induziert sind, zunächst untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass vor allem die deutschen Steinkohlekraftwerke in den nächsten Jahren die Einspeisungen aus erneuerbaren Energien kompensieren werden. Hauptsächlich verantwortlich dafür ist der geringe Vergütungsbetrag für Elektrizität an der Strombörse, was die gasgefeuerten Anlagen massiv unter Druck setzt.

Zur Aufarbeitung der technischen Grundlagen wurde im zweiten Kapitel die Funktionsweise von modernen Steinkohlekraftwerken erläutert und anschließend der Begriff der Flexibilität im Detail untersucht. Diese wurde in fünf unterschiedliche Kategorien, welche die Anforderungen an das zu entwickelnde Modell bestimmen, eingeteilt. Da große thermische Kraftwerke meist recht konservativ ausgelegt sind, besitzen sie Flexibilitätsreserven, die noch ungenutzt sind. Die konventionellen Kraftwerke müssen schwachlastfähig sein, um bei Zeiten niedriger Strompreise bzw. großer Einspeisung durch Windkraftanlagen möglichst wenig zu produzieren. Für viele Kohlekraftwerke ist es sinnvoll, bei Nacht im Mindestlastbetrieb zu fahren, um ein teures Anfahren am Morgen zu vermeiden. Aus ökonomischer und ökologischer Sicht ist es anzustreben, eine möglichst hohe Brennstoffausnutzung im gesamten Lastbereich zu besitzen, da in Zukunft der Anteil an Betriebsstunden am energetisch optimierten nominellen Lastpunkt zurückgehen wird. Dem An- und Abfahren der thermischen Anlagen wird in Zukunft eine noch größere Bedeutung zukommen. Hier ist es wichtig, die Anfahrzeiten zu verkürzen und den Einsatz von teuren Sekundärbrennstoffen zu minimieren. Auch die heute üblichen Laständerungsraten in thermischen Kraftwerken müssen sowohl in positive als auch in negative Richtung erhöht werden. Dabei müssen technische Voraussetzungen geschaffen werden höhere Laständerungsgeschwindigkeiten in den bestehenden Anlagen umzusetzen. Die fünfte und letzte Kategorie ist die betriebliche Flexibilität, welche für das später entwickelte Kraftwerksmodell keinen Einfluss hat. Sie ist viel mehr für den ökonomischen Betrieb von Kraftwerken im gesamt-energiewirtschaftlichen Kontext von Relevanz. Durch die intensive Literaturrecherche konnten die Anforderungen an das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte dynamische Kraftwerksmodell zusammen getragen werden. Zur Begrenzung der Rechenzeiten soll ein eindimensionaler Ansatz verfolgt werden. Das Modell muss schwachlastfähig sein, d.h. die benötigten Teilsysteme, wie Umwälzung und Lagenfeuerung, müssen mitsamt den entsprechenden Regelsystemen abgebildet sein. Darüber hinaus sollen alle Komponenten mit einem möglichst hohen Detailgrad abgebildet werden und die Anzahl an möglichen Randbedingungen soll minimal gehalten werden. Ebenfalls sollen alle relevanten Regelkreise implementiert werden, damit das reale Verhalten der Anlage möglichst gut wiedergegeben werden kann.

Anschließend wurde in der Arbeit die dynamische Prozesssimulation und deren historische Entwicklung beleuchtet. Überwiegend getrieben von den Fortschritten durch die Computertechnik hat sich die stationäre Prozesssimulation von der Nischenanwendung in der Kerntechnik zum universell einsetzbaren

Werkzeug in der Prozesstechnik entwickelt. Durch die technischen Fortschritte wurden immer größere und detailliertere Modelle entwickelt. Statt einzelne Subsysteme wie Turbine, Gasdynamik oder Dampferzeuger abzubilden hat sich in den letzten Jahren ein Trend entwickelt, die Modelle umfassender zu gestalten. Insbesondere in Deutschland haben sich, getrieben von den Entwicklungen im Energiesektor, mehrere Forschungsgruppen mit der Dynamik von konventionellen Kraftwerken unter dem Aspekt der Flexibilität beschäftigt. Im weiteren Verlauf der Arbeit wurden die mathematischen Grundzüge der verwendeten instationären Simulationsplattform APROS gegeben.

Im Kap. 4 wurden zunächst die Kriterien der Referenzanlage erläutert, bevor sie anschließend charakterisiert wurde. Die ausgewählte Anlage in Heilbronn wurde auf Grund verschiedener Faktoren ausgewählt. Sie besitzt sowohl eine repräsentative Größe, als auch entspricht sie, obwohl sie schon 30 Jahre alt ist, weitestgehend dem Stand der Technik¹. Des Weiteren wurde die Optimierung der Anlage für den flexiblen Einsatz schon massiv voran getrieben, und sie ist im deutschsprachigen Schrifttum gut dokumentiert, wodurch eine detaillierte Beschreibung der Anlage erst ermöglicht wurde. Anschließend wurde die Modellierung der Anlage und aller Teilsysteme abgehandelt. Das entwickelte Modell ist in vier Teilsysteme (Lauf- und Rauchgaspfad, Brennstoffversorgung, Dampferzeuger und Wasser-Dampf-Seite), deren jeweilige Modellierungsstrategie beschrieben ist, aufgeteilt. Beim Entwickeln des Modells wurde darauf geachtet, eine möglichst geringe Anzahl an Randbedingungen zu integrieren und allen zuvor definierten Anforderungen an das Modell gerecht zu werden. So wurde eine modulare Modellstruktur mit ausreichendem Diskretisierungsgrad verwirklicht. Einzelne Komponenten wie Wärmeübertrager, Ventile, Klappen, Gebläse, Rohrleitungen, Turbinen oder Reinigungsanlage wurden anhand ihrer Auslegungsdaten, Geometrie, geodätischer Höhe, thermischen Speichermassen und Kennfeldern abgebildet. Sofern dies möglich war, wurden in der Komponentenbibliothek vorhandene Modelle verwendet. In anderen Fällen wurden Ersatzmodelle implementiert oder vorhandene Modelle dementsprechend erweitert. Um den Betrieb des Kraftwerks korrekt wiedergeben zu können, wurden alle notwendigen Regeleinrichtungen mitsamt der Regelschemata implementiert. Es wurde versucht, soweit es möglich war, sich an die realen Vorgaben zu halten. Nichtsdestoweniger wurden angemessene Vereinfachungen gemacht, um eine zu unhandliche Komplexität zu vermeiden.

Die Güte des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modells wurde anschließend überprüft, wobei die Validierung in zwei unterschiedlichen Stufen durchgeführt wurde. In einer Stufe wurden die wärmetechnischen Auslegungsdaten einzelner Komponenten oder Komponentengruppen verwendet, um die Plausibilität zu überprüfen. Mit dieser statischen bzw. stationären Betrachtungsweise kann überprüft werden, inwieweit sich das numerische Modell mit den Berechnungen des Herstellers deckt. Die Teilsysteme wurden dabei für den jeweiligen Volllastpunkt eingestellt und anschließend verschiedenen Lastfälle untersucht. Das entwickelte numerische Kraftwerksmodell trifft dabei die Auslegungsdaten sehr gut und die beobachteten Abweichungen von Temperatur und Enthalpie sind kleiner als 1 %. Diese Vorgehensweise macht ersichtlich, dass APROS und die Auslegungsprogramme ähnliche Berechnungsvorschriften haben und die Geometrie korrekt abgebildet wurde. Auch wurde gezeigt, dass die Berechnung der Gasseitigen Druckverluste mit Betriebsdaten gut übereinstimmt und die vorhandenen Abweichungen auf die Druckverluste zurückgeführt werden können. Um die Güte der Regelung und die Qualität des Ge-

¹ Moderne Anlagen unterscheiden sich im Wesentlichen durch höhere Frischdampfparameter und einen zusätzlichen Vorwärmer von der Referenzanlage.

samtsystems zu überprüfen, wurden Betriebsdaten verwendet. Auf Grund der begrenzten Datenlage wurden stellvertretend zwei Laständerungen herangezogen: ein Lastwechsel von 100 auf 40 % und ein Lastwechsel von 100 auf 27,5 %. Das entwickelte numerische Kraftwerksmodell zeigt im Vergleich mit den betrieblichen Daten eine gute Übereinstimmung. Auch die Simulation von komplexen Vorgängen, wie das Abschalten von Feuerungsebenen oder der Wechsel in den Umwälzbetrieb wird vom Modell beherrscht.

Nachdem die Güte des gesamten Kraftwerksmodells für ausreichend befunden wurde, konnten verschiedene Ansätze untersucht werden um die vorhandenen Potenziale im Kraftwerk besser nutzen zu können. Interessante Maßnahmen, die ohne zusätzliche Komponenten realisiert werden können, sind Kondensatstau, HD-Vorwärmerumfahrung, Speisewasserübersteuerung und modifizierter Gleitdruck.

Um die Potenziale der Maßnahmen abzuschätzen, wurde das Kraftwerk auf einen stationären Lastpunkt von 90 % gefahren. Anschließend wurden die Maßnahmen ausgelöst und die generierte elektrische Leistung beobachtet. Es konnte festgestellt werden, dass sich das Kraftwerksmodell plausibel verhält. Die größten absoluten freisetzbaren Energiemengen können durch ein Abschalten der Hochdruckvorwärmer erreicht werden. Der hier nicht angezapfte Dampf kann dann seine Enthalpie in Mitteldruck- und Niederdruckturbine umsetzen. Es wurde gezeigt, dass das entwickelte Modell dazu verwendet werden kann, diese einzelnen Maßnahmen in einen Lastwechsel zu integrieren und ingenieurtechnische Fragestellungen damit zu bearbeiten.

7.2 Ausblick

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell eines konventionellen Steinkohlekraftwerks stellt ein effektives Werkzeug dar, um eine Vielzahl verschiedener Prozessvarianten zu untersuchen. Insbesondere unter dem steigenden Kostendruck und der damit verbundenen Investitionsunsicherheit bietet sich das instationäre Modell an, um effektiv nach ökonomischen und ökologischen Lösungen zu suchen. Für Folgearbeiten bietet das Modell die Voraussetzung für verschiedene Aspekte:

- In folgenden Arbeiten sollte die konkrete Verbesserung der Kraftwerksdynamik in enger Zusammenarbeit mit Herstellern und Betreibern angestrebt werden. Dazu kann das verwendete Modell weiter das bereits vorhandene Potenzial der Anlage nutzen, um mögliche Dynamikbremsen zu identifizieren.
- Beim Entwickeln des Modells wurde bereits darauf geachtet, zukünftige Erweiterungen möglichst einfach integrieren zu können. Neue innovative und vielversprechende Konzepte wie thermische Speicher oder die indirekte Feuerung sollten gezielt untersucht werden, um eine schnelle Integration in das Kraftwerk zu gewährleisten.
- Das vorliegende Modell besitzt bereits einige Systeme, die für ein An- oder Abfahren des Kraftwerks benötigt werden, dazu zählen die Schwachlastumwälzung, die elektrische Speisewasserpumpe sowie Hoch- und Niederdruckumleitstationen. Da die Anzahl von An- und Abfahrvorgängen in Zukunft zunehmen wird und eine ökologische und ökonomische Optimierung weiter angestrebt wird, kann eine instationäre Betrachtung hilfreich sein. Oftmals basieren die Anfahrkurven und

-schrittketten auf konservativen Annahmen, um die Lebenserwartung der kritischen Bauteile nicht zu stark zu verkürzen. Um einen Heiß-, Warm- oder Kaltstart berechnen zu können, müssen noch einige physikalische Systeme wie Anfahrregelventile, Entlüftungen, Entwässerungen oder Ölfeuerung sowie die zugehörige Regelung implementiert werden. Anschließend kann versucht werden, vorhandene Leistungsreserven besser zu nutzen oder neue Komponenten für den Anfahrvorgang zu integrieren.

- Die Belastung in den kritischen Bauteilen, wie Sammler oder Abscheideflasche, kann direkt aus der Simulation abgeleitet werden. Durch eine zeitabhängige Berechnung von druck- bzw. temperatur-induzierter Spannung können die Materialgrenzen besser ausgenutzt werden.
- Das vorliegende Modell hat die nötigen physikalischen Voraussetzungen, Störfälle berechnen zu können. Lediglich die entsprechenden Steuer- und Regelstrukturen müssen noch ergänzt werden. Insbesondere im Schwachlastbereich könnten unterschiedliche Szenarien von Interesse sein. Dazu zählen Lastabwurf, Ausfall der nicht redundant ausgeführten Umwälzpumpe oder ein Ausfall der einzig laufenden Kohlemühle. Zusätzlich kann noch der Einfluss von zusätzlichen Komponenten, wie Vorschaltgasturbinen, indirekte Feuerung oder thermische Speicher auf unterschiedliche Störfallszenarien untersucht werden.
- Es ist anzustreben, eine Referenzmessung an einer der verwendeten Mühlen vorzunehmen. Mit dem realen dynamischen Antwortverhalten der Mühle können die Modelle validiert werden oder entsprechend modifiziert werden. Hierbei ist die Herausforderung, den Feststoffmassenstrom am Austritt der Mühle zu messen, wobei innovative Messverfahren, die auf Mikrowellentechnologie oder hochfrequenten elektromagnetischen Felder basieren, eingesetzt werden könnten.
- Das bisherige Modell ist als reines Kondensationskraftwerk ausgeführt, und die Abgabe an Fernwärme kann als Randbedingung definiert werden. Eine interessante Erweiterung ist die Abbildung der Wärmeübertrager des Fernwärmenetzes, dessen Versorgung stets sichergestellt werden muss.
- Bisher wurden die Wärmeverluste an die Umgebung vernachlässigt, diese könnten zumindest bei relevanten Teilsystemen (Frischdampfleitung beim Kaltstart) mit abgebildet werden.
- Das aktuelle Modell endet am Austritt des Saugzuges und beinhaltet noch nicht die Rauchgasentschwefelungsanlage, dies ist vor allem von Bedeutung, sobald die Gasdynamik in Folge eines Feuer-Not-Aus-Szenarios bei Schwachlast untersucht werden sollte.
- Das hier entwickelte Modell bietet die Möglichkeit an, ein umfassendes Verständnis für die dynamischen Prozesse in heutigen Kraftwerken zu erlangen. Diese Kenntnisse über die Fähigkeiten und technischen Grenzen bezüglich der Flexibilität kann bei der Entwicklung moderner und hochflexibler Kraftwerke eine Rolle spielen.

Darüber hinaus kann die in dieser Arbeit dokumentierte Modellierungsstrategie, welche sich als sehr effektiv herausgestellt hat, auf andere Fragestellungen übertragen werden. Die Entwicklungen auf dem deutschen Energiemarkt werden auch in anderen Ländern - wenn auch in anderer Form - auftreten und die dortigen Systeme vor neue Herausforderungen stellen. Zwar fungiert Deutschland als Versuchslabor für die Integration großer Kapazitäten von Wind- oder Solarenergie für die Welt, trotzdem sind die

Voraussetzungen in allen Ländern einzigartig. Insbesondere in China und Indien wird der Kampf gegen den Klimawandel in den nächsten Jahrzehnten ausgetragen werden und die Weltgemeinschaft sollte bestrebt sein, auch dort den Einsatz von erneuerbaren Energien voranzutreiben. Chinesische und indische Kraftwerke unterscheiden sich zum Teil im Aufbau und im Regelkonzept von den Westeuropäischen, und geeignete Modelle müssen auch für diese Anlagen entwickelt werden. Auch in den USA sind, getrieben vom niedrigen Öl- bzw. Gaspreis, Kohlekraftwerke unter Druck. Betreiber und Hersteller prüfen wie sie ihre Anlagen modifizieren können durch Vorschaltgasturbinen oder das komplette Umrüsten auf Erdgas. Auch hier kann die vorgestellte Vorgehensweise übertragen werden.

Auch in Deutschland werden die Entwicklungen weitergehen. In ein paar Jahren werden die Braunkohlekraftwerke in einer ähnlichen Situation sein, in der die Steinkohlekraftwerke heute schon sind, und auch hier werden Kostendruck und Investitionsunsicherheit zunehmen. Die Entwicklung eines detaillierten Braunkohlekraftwerks in APROS oder einer ähnlichen Plattform ist ein logischer Entwicklungsschritt. Dabei hat vor allem die Feuerung von Braunkohleanlagen einen Einfluss auf die Dynamik der Anlage. Ein möglicher Ansatz kann sein, auf Basis der hier vorgestellten Vorgehensweise ein Braunkohlekraftwerk zu entwickeln und ein entsprechendes mathematisches Modell für die Schlagradmühlen zu verwenden, wie es zum Beispiel von Debelikovic et al. vorgestellt wurde [187]. Zusätzlich kommen noch andere Aspekte wie die Regelung der Biflux-Wärmeübertrager und die größere Verschmutzung der Heizflächen hinzu.



Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung der installierten elektrischen Kapazitäten verschiedener erneuerbare Energieträger, Quelle: [2], eigene Darstellung	1
1.2	Einfluss der Einspeisung von Wind- und Solarstrom in einem Starkwind- (a) und einem Schwachwindmonat (b) im Jahr 2011 und für die prognostizierte Einspeisung im Jahr 2020 (c,d), Quelle: [8], entnommen aus [9]	3
2.1	Stromerzeugungskapazitäten in Deutschland nach Energieträgern inklusive Reservekraftwerke, Quelle: [20], Stand 2014, eigene Darstellung	9
2.2	Anteile verschiedener Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Deutschland, Quelle: [21], eigene Darstellung	10
2.3	Anteile verschiedener Energieträger an der Bruttostromerzeugung unterschiedlicher Länder im Jahr 2009, Quelle: [23], eigene Darstellung	11
2.4	Feuerungsarten für Staubfeuerungen von Kohle mit trockenem Ascheabzug	13
2.5	Vergleich zwischen einem flexiblen und einem unflexiblen Kraftwerk bei stark schwankenden Strompreisen, Quelle: [25], eigene Darstellung	14
2.6	Turbosatz eines Kraftwerks mit einfacher Zwischenüberhitzung	17
2.7	Durchströmung einer Niederdruck-Dampfturbine im Ventilationsbetrieb, Quelle: [39], eigene Darstellung	19
2.8	Fahrtdiagramm vom Kraftwerk Bexbach am 17. September 2011, Quelle: [36], eigene Darstellung	19
2.9	Messdaten von leistungssteigernden Maßnahmen in einem 300 MW-Block, Quelle: [51], eigene Darstellung	26
3.1	Qualitativer Verlauf des Druckprofils bei Über- und Unterdruckfeuerung, Quelle: [87] . . .	31
3.2	Prinzipieller Aufbau der Prozesssimulationssoftware	35
3.3	Prinzipieller Aufbau eines Wärmeübertragers	36
4.1	Querschnitt des Dampferzeugers der Referenzanlage, Quelle: [144], eigene Darstellung .	42
4.2	Wasser-Dampf-Fließschema, Quelle: [144], eigene Darstellung	44
4.3	Prinzipielle Darstellung einer Feuerungsebene und eines Brennerspiegel	45
4.4	Brennstoff- und Luftversorgung des Dampferzeugers der Referenzanlage, Quelle: [144], eigene Darstellung	46
4.5	Rauchgaspfad der Referenzanlage, Quellen: [146] [147], eigene Darstellung	47
4.6	Wasser-Dampf-Kreislauf der Referenzanlage ohne Fernwärmeauskopplung und Nebensysteme. RB bezeichnet die Randbedingungen für das spätere numerische Modell, Quelle: [148], eigene Darstellung	48
4.7	Bilanzraum des abgeleiteten Kraftwerksmodells mit Teilsystemen und Schnittstellen	49
4.8	Ableitung der Ersatzgeometrie für das Kanalsystem	50
4.9	Kennfeld des Radialventilators	52

4.10 Links: Prinzipskizze eines Luvos, rechts: Ersatzgeometrie des Plattenwärmeübertragers . . .	53
4.11 Aufbau der Wärmestruktur und das Leckagemodell des Luftvorwärmers	54
4.12 Prinzipskizze eines Dampfufvos, rechts: Integration des Dampfufvos im Prozess	55
4.13 Schematische Darstellung eines Entstickungsreaktors (links) und abgeleitete Ersatzgeometrie (rechts)	57
4.14 Prinzipielle Darstellung des Luft- Rauchgasseiten-Modells mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen	58
4.15 Darstellung des Mühlenmodells von Fan und Rees, Quellen: [158],[154],eigene Darstellung	60
4.16 Vergleich unterschiedlicher implementierter Modelle für die Berechnung des ausgetragenen Kohlemassenstroms mit einer Referenzsimulation aus [154], Quelle: [132], eigene Darstellung	65
4.17 Darstellung der Brennkammer und des abgeleiteten Ersatzmodells	66
4.18 Aufbau des Modells beim Abbilden von konvektiven Heizflächen	68
4.19 Prinzipielle Darstellung des Dampferzeugermodells mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen	69
4.20 Prozessschema des Umwälzsystems	71
4.21 Ersatzmodell der Turbinenstufe	72
4.22 Temperaturverlauf in einem Vorwärmer mit Enthitzung und Nachkühler, Quelle: [140] . .	74
4.23 Schema der implementierten Speisewasserpumpen	75
5.1 Übersicht zur stationären Validierung des Dampferzeugers, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}	83
5.2 Übersicht zur stationären Validierung des Turbosatzes, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}	85
5.3 Vergleich des Druckverlaufes im Sekundärluftpfad zwischen Simulation und Messdaten für zwei verschiedene Lastfälle, Quelle: [184], eigene Darstellung	86
5.4 Vergleich des Druckverlaufes im Primärluftpfad zwischen Simulation und Messdaten für zwei verschiedene Lastfälle	87
5.5 Vergleich des Frischdampfmassenstroms zwischen Betriebsdaten und Simulation für einen Lastwechsel von 100 auf 40 %, Quelle: [185], eigene Darstellung	88
5.6 Darstellung des verwendeten Lastwechsels von 100 auf 27,5 %, Quelle: [184], eigene Darstellung	88
5.7 Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Drucks an zwei verschiedenen Stellen des Hochdrucksystems, Quelle: [184], eigene Darstellung	89
5.8 Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Drucks am Ein- bzw. Austritt des Zwischenüberhitzersystems, Quelle: [184], eigene Darstellung	89
5.9 Darstellung des zeitlichen Verlaufs verschiedener Massenströme im Kraftwerk, Quelle: [184], eigene Darstellung	90
5.10 Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Eintritts- und Austrittstemperatur im Hochdruckteil des Dampferzeugers	91
5.11 Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Gasdrucks im Rauchgaspfad, Quelle: [184], eigene Darstellung	91



5.12 Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Sauerstoffgehalts im Rauchgaspfad, Quelle: [184], eigene Darstellung	92
6.1 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem schlagartigen Öffnen eines um 5 bar ange-drosselten Turbinenregelventils bei 90 % Last, Quelle: [60], eigene Darstellung	94
6.2 Verlauf der elektrischen Leistung nach einer Reduktion des Kondensatmassenstroms auf verschiedene Mengen (25, 50 bzw. 75 % der notwendigen Menge bei einer Last von 90 %), Quelle: [60], eigene Darstellung	94
6.3 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp des Kondensatmassenstroms bei einer Last von 90 % mit Schließen des Kondensatregelventils (indirekt) und mit zusätzlichem Schließen der Anzapfungen (direkt), Quelle: [60], eigene Darstellung	95
6.4 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 5 bei einer Last von 90 %, Quelle: [60], eigene Darstellung	96
6.5 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 6 und A 7 bei einer Last von 90 %, Quelle: [60], eigene Darstellung	97
6.6 Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei einer Last von 90 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung	98
6.7 Lastwechsel von 90 auf 100 % mit verschiedenen Maßnahmen, Quelle: [60], eigene Dar- stellung	99
6.8 Lastwechsel von 90 auf 100 % mit kombinierten Maßnahmen, Quelle: [60], eigene Dar- stellung	99
6.9 Modellierungsansatz einer indirekten Feuerung, Quelle: [87]	101
B.1 Betriebsbereiche der Dampferzeugeranlage, Quelle: [144], eigene Darstellung	xxix
B.2 Prinzipielle Darstellung der Kohlenmühlen mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen . .	xxx
B.3 Prinzipielle Darstellung der Turbinen und des Kondensators mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen	xxxii
B.4 Prinzipielle Darstellung der Vorwärmstrecke mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen .	xxxiii
B.5 Übersicht zur stationären Validierung der HD-Vorwärmstrecke, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}	xxxiii
B.6 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem schlagartigen Öffnen eines um 5 bar an- gedrosselten Turbinenregelventils bei 60 % (oben) und 40 % Last (unten), Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxiii
B.7 Verlauf der elektrischen Leistung nach einer Reduktion des Kondensatmassenstroms auf verschiedene Mengen (25, 50 bzw. 75 % der notwendigen Menge bei Lasten von ca. 60 (oben), 40 (mitte) bzw. 15 % (unten)), Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxiv
B.8 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp des Kondensatmassenstroms bei Las- ten von 15, 40 bzw. 60 % mit Schließen des Kondensatregelventils (indirekt) und mit zusätzlichen Schließen der Anzapfungen (direkt), Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxv
B.9 Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxvi



B.10 Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxvii
B.11 Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 6 und A 7 bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 %, Quelle: [60], eigene Darstellung	xxxviii

Tabellenverzeichnis

2.1	Mindestlast bei ausgewählten Dampfkraftwerken	21
4.1	Technische Daten zum Dampferzeuger der Referenzanlage, Quelle: [144]	43
5.1	Abweichungen von berechnetem stationären Druck (p) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Dampferzeuger in Abhängigkeit der Frischdampfmenge und Brennstoffzusammensetzung (A / B); an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind	84
5.2	Abweichungen von berechnetem stationären Druck (p) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Turbosatz in Abhängigkeit der Frischdampfmenge; an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind	86
A.1	Relevante Reaktionsgleichungen für die Verbrennung in APROS (FB = flüchtige Bestandteile)	xxvii
A.2	Abweichungen von berechnetem stationären Massenstrom (\dot{m}) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Hochdruckvorwärmer in Abhängigkeit der Frischdampfmenge; an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind	xxvii
A.3	Steinkohlekraftwerke in Deutschland mit einer elektrischen Nettoleistung > 330 MW. , Quelle: [20]	xxviii
A.4	Auslegungsdaten der Entstickungsanlage, Quelle: [147]	xxviii



Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESREGIERUNG: *Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz)*. 2014
- [2] BMWi: *Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland*. 2015
- [3] HERRMANN, S.: *Ökonomische und technische Betrachtung flexibilitätssteigernder Maßnahmen in thermischen Kraftwerken*, TU-Darmstadt, Studienarbeit, 2015
- [4] LUND, H. ; HVELPLUND, F. ; OSTERGAARD, P. A. ; MÖLLER, B. ; MATHIESEN, B. V. ; KARNOE, P. ; ANDERSEN, A. N. ; MORTHORST, P. E. ; KARLSSON, K. ; MÜNSTER, M. ; MUNKSGAARD, J. ; WENZEL, H.: System and market integration of wind power in Denmark. In: *Energy Strategy Reviews* 1 (2013), Nr. 3, S. 143–156
- [5] BIERBRAUER, M. ; MENN, C. ; RACHEV, S. ; TRÜCK, S.: Spot and derivative pricing in the EEX power market. In: *Journal of Banking and Finance* 31 (2007), Nr. 11, S. 3462–3485
- [6] NICOLosi, M.: Wind power integration and power system flexibility-An empirical analysis of extreme events in Germany under the new negative price regime. In: *Energy Policy* 38 (2010), Nr. 11, S. 7257–7268
- [7] WEBER, H. ; ZIEMS, C.: Auswirkungen zunehmender Windenergieeinspeisung auf den Kraftwerksbetrieb in Deutschland. In: *VGB PowerTech* 89 (2009), Nr. 6, S. 35–40
- [8] ZIEMS, C. ; WEBER, H.: Integration of large-scale renewable energy sources: Challenges to thermal generation in Germany. In: *World Congress* Bd. 18, 2011, S. 12845–12851
- [9] MEINKE, S.: *Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung*. Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH, 2013
- [10] ZEPF, N.: Flexibilität und Speicherung: Potenziale und Perspektiven für Europa. In: *VGB PowerTech* 91 (2011), Nr. 12
- [11] McLARNON, F. R. ; CAIRNS, E. J.: Energy Storage. In: *Annual Reviews Energy* 14 (1989), S. 41–71
- [12] HARTY JR, F. R. ; DEPENBROCK, F. ; WARD, P. W. ; SHECTMAN, D. L.: Options in energy storage technologies. In: *The Electricity Journal* 7 (1994), Nr. 6, S. 38–47
- [13] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY: *Key World Energy Statistics*. 2014
- [14] STRAUSS, K.: *Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2006
- [15] SPLIETHOFF, H.: *Power generation from solid fuels*. Springer, 2010

- [16] LECHNER, C.: *Stationäre Gasturbinen*. Springer, 2009
- [17] JOOP, K.: Rettungsschirm für die Energiewende. In: *BWK- Das Energie-Fachmagazin* 64 (2012), Nr. 7/8
- [18] BLANK, M. ; CALABRIA, M. ; DIETZ, R. ; FUCHS, F. ; KLINGENBERG, T. ; LEHNHOFF, S. ; MERTENS, A. ; SCHUMACHER, W.: Agentenbasierte Vorhaltung und Erbringung von Primärregelleistung. In: *at-Automatisierungstechnik* 62 (2014), Nr. 5, S. 347–363
- [19] FLINKERBUSCH, K.: Der Markt für Sekundärregelenergie - Eine Bewertung des Regelenergieeinsatzes im Rahmen des Netzregelverbundes. In: *Zeitschrift für Energiewirtschaft* 35 (2011), Nr. 3, S. 173–181
- [20] BUNDESNETZAGENTUR: *Kraftwerksliste*. 2014
- [21] AG ENERGIEBILANZEN E.V.: *Stromerzeugung nach Energieträgern (Strommix) von 1990 bis 2015 (in TWh) Deutschland insgesamt*. 2015
- [22] LUND, H. ; MÜNSTER, E.: Management of surplus electricity-production from a fluctuating renewable-energy source. In: *Applied Energy* 76 (2003), Nr. 1-3, S. 65–74
- [23] HEMMER, F. ; KLAASSEN, E.: *International comparison of fossil power efficiency and CO₂ intensity*. 2012
- [24] WALSH, J. ; SOMMER, R.: Modernisierung der Dampfturbinen und Kondensatoren im Kohlekraftwerk Ibbenbüren. In: *VGB PowerTech* (2012), Nr. 8
- [25] MOLFESE, S. ; ADOLPH, D.: Anforderungen an die Einsatzflexibilität der Kraftwerke aufgrund der Einspeisevolatilität der regenerativen Anlagen. In: *VDI-Wissensforum: Flexibilitäts- und Effizienzsteigerung von Bestandskraftwerken*. Bremen, 2012
- [26] JAHN, C. ; LEHMANN, L.: Optimierung der Regelung im HKW Lichtenfelde unter Berücksichtigung der Anforderungen im liberalisierten Strommarkt: Praktische Erfahrungen und Erkenntnisse. In: *VGB PowerTech* 87 (2007), Nr. 8
- [27] FUSHIMI, T.: Erfahrungen mit dem Kraftwerk Kawagoe der Chubu Electric Power. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 74 (1994), Nr. 3, S. 213–219
- [28] TIMPF, W. ; FUCHS, M.: Lastwechselfähigkeiten von Kernkraftwerken: Erfahrungen und Ausblick. In: *VGB PowerTech* (2012), Nr. 5
- [29] ZIEGLER, A.: *Lehrbuch der Reaktortechnik. Bd 3*. Springer, Berlin Heidelberg New York, 1985
- [30] DOLEZAL, R.: Dampferzeugung. In: *Verbrennung, Feuerung, Dampferzeuger* (1985)
- [31] OGDEN, G. E.: *Pulverized coal combustion: flame attachment and NOx emissions*. UMI Diss. Service, 2002
- [32] CHEN, Y. ; MORI, S. ; PAN, W.-P.: Studying the mechanisms of ignition of coal particles by TG-DTA. In: *Thermochimica Acta* 275 (1996), Nr. 1, S. 149–158

-
- [33] KATALAMBULA, H. ; HAYASHI, J. ; CHIBA, T. ; KITANO, K. ; IKEDA, K.: Dependence of Single Coal Particle Ignition Mechanism on the Surrounding Volatile Matter Cloud. In: *Energy and Fuels* 11 (1997), Nr. 5, S. 1033–1039
- [34] ZELKOWSKI, J.: Kohlecharakterisierung und Kohleverbrennung. Essen. In: *VGB PowerTech* (2004)
- [35] BENESCH, W. ; BRÜGGENDICK, H.: Konsequenzen der Schwachlastfahrweise für das gesamte Kohlekraftwerk. In: *VGB PowerTech* 91 (2011), Nr. 7
- [36] HEINZEL, T. ; MEISER, A. ; STAMATELOPOULOS, G.-N. ; BUCK, P.: Einführung Einmühlenbetrieb in den Kraftwerken Bexbach und Heilbronn Block 7. In: *VGB PowerTech* 92 (2012), Nr. 11
- [37] JESCHKE, R. ; HENNING, B. ; SCHREIER, W.: Flexibility through highly-efficient technology. In: *VGB PowerTech* (2012), Nr. 5
- [38] HEINZEL, T. ; SCHAUPP, D. ; HAAS, B.: Absenkung der Mindestlast steinkohlegefeuerter Kraftwerke ein - Beitrag zur Flexibilisierung der Stromerzeugung. In: *VDI Wissenforum: Flexibilitäts- und Effizienzsteigerung von Bestandskraftwerken*. Bremen : VDI, 2012
- [39] SCHMIDT, D.: *Strömungsuntersuchungen in Dampfturbinen-Endstufen im Heiz- und Schwachlastbetrieb*, VDI-Verlag, Dissertation, 1999
- [40] SUTER, Dr P. ; TRAUPEL, Walter: *Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenrädern*. Leemann, 1959
- [41] USACEV, I.P. ; NEUJMIN, V.M.: Allgemeine Berechnungsmethode der ventilationsbedingten Leistungsverluste in der Turbinenstufe. (1998)
- [42] HERZOG, N.: *Numerische Untersuchung von Schwachlastströmungen in mehrstufigen Axialturbinen*, Diss., 2008
- [43] LEHMANN, H.: *Handbuch der Dampferzeugerpraxis*. Graefelfing : Resch, 2000
- [44] HELBIG, M.: *Entwicklung optimierter Betriebsweisen für ausgewählte Braunkohledampferzeuger des Kraftwerksparks der RWE Power AG*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2013
- [45] BERGMANN, D.: *German Patent DE19640298: Steam turbine and process for cooling a steam turbine in ventilation operation*. 2003
- [46] WECHSUNG, M. ; GRAEBER, C. ; LEMMEN, H.: Dampfturbinen für den flexiblen Lastbetrieb in modernen Kohlekraftwerken. In: *43. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, 2011
- [47] BRÜGGEMANN, H. ; SCHMIDT, G.: Mindestlastabsenkung durch Anlagenoptimierung des Großdampferzeugers Schwarze Pumpe. In: *45. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, 2013
- [48] LAMBERTZ, J. ; MILOJCIC, G.: Perspektiven der deutschen Braunkohlenindustrie 2012: Stabilität durch Vielfalt: Überarbeitete Fassung des Eröffnungsvortrags des Braunkohlentages 2012 am 10. Mai 2012 in Cottbus. In: *VGB PowerTech* (2012), Nr. 9

- [49] HÄNICHEN, P.: *Möglichkeiten zur Optimierung des Nettowirkungsgrades von steinkohlegefeuerten Dampfkraftwerken mit Zwangsdurchlaufkessel bei Mindestlastbetrieb*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2013
- [50] EFFENBERGER, H.: *Dampferzeugung*. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2002
- [51] ADRIAN, F ; QUITTEK, C. ; WITTCHOW, E.: *Fossil beheizte Dampfkraftwerke. Handbuchreihe Energie, Band 6, Herausgeber T. Bohn*. Technischer Verlag Resch, Verlag TÜV Rheinland, 1986
- [52] JESCHKE, R.: *Flexibilität mittels hocheffizienter Technik II Gesamtanlage*. In: *VDI-Wissensforum: Flexibilitäts- und Effizienzsteigerung von Bestandskraftwerken*. Bremen, 2012
- [53] FUCHS, M.: *Anforderungen an den Kraftwerkspark der Zukunft aus Sicht eines Netzbetreibers*. In: *Vortrag auf der BDEW Veranstaltung Kraftwerke 2030*. Berlin, 2011
- [54] THIERBACH, H.-U. ; WILL, T.: *Optimierung von Dampferzeugern für geänderte Betriebsanforderungen*. In: *VDI-Wissensforum: Flexibilitäts- und Effizienzsteigerung von Bestandskraftwerken*. Bremen, 2012
- [55] PROFOS, P: *Die Regelung von Dampfanlagen*. Springer, 1962
- [56] STRAUSS, K. ; BAUMGARTNER, F: *Das dynamische Verhalten von Dampferzeugern unterschiedlicher Bau- und Feuerungsart bei Fest- und Gleitdruckbetrieb*. In: *Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik 4 (1983)*, S. 900–912
- [57] SPLIETHOFF, H. ; WAUSCHKUHN, A. ; SCHUHBAUER, C.: *Anforderungen an zukünftige Kraftwerke*. In: *Chemie Ingenieur Technik (2011)*
- [58] BUDDENBERG, T. ; BURMANN, K. ; FURTH, T. ; LEISSE, A. ; JESCHKE, R. ; PAPPENHEIM, G. ; LOHMANN, U.: *Indirect firing system to increase flexibility of existing steam cogeneration plants*. Essen : VGB PowerTech, 2012
- [59] GEHRKE, B. ; FONTANILLE, D.: *Moderne Rohrkugelmöhlen für direkte Feuerungssysteme*. In: *VGB Kraftwerkstechnik 71 (1991)*, Nr. 5
- [60] HÜNSELER, G.: *Entwicklung einer Anlagenregelung zur Bereitstellung von Primär- und Sekundärregelleistung unter Berücksichtigung der Energiespeichermöglichkeiten eines Dampfkraftwerks*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2015
- [61] ZEHTNER, W.: *Betriebsoptimierung von Steinkohlekraftwerken durch Simulation*, Dissertation, 2009
- [62] BAEHR, R. ; BLANGETTI, F. ; BRAUN, B. ; CASPER, W. ; HAASE, H. ; HÄFELE, H. ; HUSCHAUER, H. ; JUNG, M. ; KRANE, R. ; KRIENER, A. ; LANG, H. ; MARTINI, M. ; OUDE-HENGEL, H.-H. ; SAUER, E. ; SCHWARZENBACH, A. ; SCHÜLLER, K.-H. ; ZIMMERMANN, P.: *Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken. Handbuchreihe Energie, Band 5, Herausgeber T. Bohn*. Technischer Verlag Resch, Verlag TÜV Rheinland, 1985
- [63] ZAHORANSKY, R.: *Energietechnik*. In: *Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden (2007)*

-
- [64] EICHHOLTZ, A. ; HOURFAR, D. ; KÜBLER, D.: Der 700-MW-Steinkohleblock der VEBA Kraftwerke Ruhr AG in Gelsenkirchen-Hessler. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 74 (1994), Nr. 1, S. 25–29
- [65] EPPLE, B. ; LEITHNER, R. ; LINZER, W.: *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. Springer, 2012
- [66] SAUER, C.: *Detaillierte gekoppelte Simulation von Kraftwerksfeuerung und-dampferzeuger*. Cuvillier, 2007
- [67] PARK, H. Y. ; FAULKNER, M. ; TURRELL, M. D. ; STOPFORD, P. J. ; KANG, D. S.: Coupled fluid dynamics and whole plant simulation of coal combustion in a tangentially-fired boiler. In: *Fuel* 89 (2010), Nr. 8, S. 2001–2010
- [68] SCHUHBAUER, C. ; ANGERER, M. ; SPLIETHOFF, H. ; KLUGER, F. ; TSCHAFFON, H.: Coupled simulation of a tangentially hard coal fired 700 °C boiler. In: *Fuel* 122 (2014), Nr. 0, S. 149–163
- [69] DITTMAR, H.: Einsatz eines Programmsystems zur Berechnung von thermodynamischen Kreisprozessen bei den VEW. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 53 (1973), Nr. 2, S. 72–77
- [70] LUYBEN, W.: *Plantwide dynamic simulators in chemical processing and control*. CRC Press, 2002
- [71] LUYBEN, W.: *Process modeling, simulation and control for chemical engineers*. McGraw-Hill Higher Education, 1989
- [72] ASTRÖM, K. J. ; EKLUND, K.: A simplified non-linear model of a drum boiler-turbine unit. In: *International Journal of Control* 16 (1972), Nr. 1, S. 145–169
- [73] ASTRÖM, K. J. ; BELL, R. D.: Drum-boiler dynamics. In: *Automatica* 36 (2000), Nr. 3, S. 363–378
- [74] KIM, H. ; CHOI, S.: A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (2005), Nr. 6, S. 786–796
- [75] ADAM, E. J. ; MARCHETTI, J. L.: Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation. In: *Computers and Chemical Engineering* 23 (1999), Nr. 8, S. 1031–1040
- [76] DE MELLO, F. P.: Boiler models for system dynamic performance studies. In: *Power Systems, IEEE Transactions on* 6 (1991), Nr. 1, S. 66–74
- [77] MAFFEZZONI, C.: Boiler-turbine dynamics in power-plant control. In: *Control Engineering Practice* 5 (1997), Nr. 3, S. 301–312
- [78] SANATHANAN, C. K. ; SANDBERG, A. A. ; CLARK, F. H. ; BURKE, O. W. ; STONE, R. S.: Dynamic modeling of a large once-through steam generator. In: *Nuclear Engineering and Design* 23 (1972), Nr. 3, S. 321–330
- [79] LINZER, W. ; WALTER, H.: Flow reversal in natural circulation systems. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 18, S. 2363–2372
- [80] WALTER, H. ; LINZER, W.: Flow Reversal in a Horizontal Type Natural Circulation Heat Recovery Steam Generator. In: *ASME Conference Proceedings 2006* (2006), Nr. 42398, S. 731–739

- [81] WALTER, H. ; LINZER, W.: Flow Stability of Heat Recovery Steam Generators. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 128 (2006), Nr. 4, S. 840–848
- [82] WALTER, H. ; LINZER, W.: Stability analysis of natural circulation systems. In: *WSEAS/IASME International Conference on Heat and Mass Transfer*. Miami, Florida, USA, 2006, S. 62–68
- [83] SHIRAKAWA, M. ; NAKAMOTO, M. ; HOSAKA, S.: Dynamic Simulation and Optimization of Start-up Processes in Combined Cycle Power Plants. In: *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering* 48 (2005), Nr. 1, S. 122–128
- [84] ALOBAID, F. ; POSTLER, R. ; STRÖHLE, J. ; EPPLE, B. ; KIM, H.-G.: Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant. In: *Applied Energy* 85 (2008), Nr. 12, S. 1173–1189
- [85] ALOBAID, F. ; PFEIFFER, S. ; EPPLE, B. ; SEON, C.-Y. ; KIM, H.-G.: Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator. In: *Energy* 46 (2012), Nr. 1, S. 295–309
- [86] ALOBAID, F. ; STRÖHLE, J. ; EPPLE, B. ; KIM, H.-G.: Dynamic simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures. In: *Applied Energy* 86 (2009), Nr. 7-8, S. 1274–1282
- [87] POSTLER, R.: *Modellbildung und Simulation instationärer Prozesse in einer Oxyfuel-Kraftwerksanlage*, TU Darmstadt, Diss., 2012
- [88] EUCHNER JR, P. C. ; UNDRILL, J. M.: Furnace implosions: an analysis, and proposed protective systems. In: *Proc. Am. Power Conf.;(United States)* Bd. 37, 1975
- [89] ADAMS, R. G.: Do fans cause furnace implosions. In: *MechE Conference Transaction* Bd. 4, 2004, S. 211–222
- [90] KIRCHMEIER, W. E. ; FAUBERT, F. M. ; REID, W. T.: Furnace implosion study verified by trip test. In: *Instrumentation in the Power Industry, Proceedings* 20 (1977), S. 75–91
- [91] EUCHNER JR, P. C. ; PROFFITT, W. L. ; ROVNAK, J. A. ; SUMARIA, V. H. ; HOADLEY, C. E. ; KLEIN, R. L. ; LORASO, P. R. ; FREDRICKS, P. H. ; NELKEN, H. H. ; ALTMAN, J. H. ; DURRANT, O. W. ; KALTENBACH, R. P. ; PARSONS, G. R. ; JOHNSTONE, K. J.: How do we prevent boiler implosions? In: *Power* 119 (1977), Nr. 7, S. 25–30
- [92] CLELLAND, P. J. ; KWATNY, H. G.: Modeling and Simulation of Gas Dynamics in a Fossil-Fuel Power Boiler. In: *Instrument Society of America - Advances in Instrumentation* 28 (1973)
- [93] LEITHNER, R. ; HERRMANN, W. ; TRAUTMANN, G.: Rauchgasdruckschwingungen im Dampferzeuger bei Ausfall der Feuerung. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 59 (1979), Nr. 4
- [94] FRANKE, J.: Ausfall der Feuerung im KW München Nord, Block 2, Berechnung von Druck. In: *VGB Fachtagung Dampfkessel und Dampfkesselbetrieb*. Essen, 1993
- [95] TRAUTMANN, G.: Simulation von instationären Gasdrücken in Kraftwerken nach Storabschaltungen. In: *VDI-Berichte* (1998), S. 177–198

- [96] BUTTERLIN, A.: Rauchgasseitige Druckdynamik am Beispiel des Kraftwerks Schwarze Pumpe. In: *Vortrag zum 50-jährigen Jubiläum der Firmen Durag und Hegwein*. Hamburg, 1998
- [97] METZ, B. ; DAVIDSON, O. ; DE CONINCK, H. ; LOOS, M. ; MEYER, L.: Carbon dioxide capture and storage. (2005)
- [98] PFAFF, I. ; KATHER, Al.: Comparative thermodynamic analysis and integration issues of CCS steam power plants based on oxy-combustion with cryogenic or membrane based air separation. In: *Energy Procedia* 1 (2009), Nr. 1, S. 495–502
- [99] YAMADA, T. ; KIGA, T. ; FUJITA, N. ; INOUE, T. ; OKAWA, M. ; MURATA, Y. ; ARAI, K. ; SEO, Y.: Development of the dynamic plant simulation in CO₂-recovery type pulverized-coal fired power plant applied oxygen/recycled flue gas combustion. In: *ASME-Publications-Fact* 23 (1999), S. 517–522
- [100] SELTZER, A. ; FAN, Z. ; HACK, H.: Design of a Flexi - Burn™ Pulverized Coal Power Plant for Carbon Dioxide Sequestration. In: *34th International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems*. Clearwater (USA), 2009
- [101] HARYANTO, A. ; HONG, K.-S.: Modeling and simulation of an oxy-fuel combustion boiler system with flue gas recirculation. In: *Computers and Chemical Engineering* 35 (2011), Nr. 1, S. 25–40
- [102] JIN, B. ; ZHAO, H. ; ZHENG, C.: Dynamic modeling and control for pulverized-coal-fired oxy-combustion boiler island. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 30 (2014), Nr. 0, S. 97–117
- [103] JIN, B. ; ZHAO, H. ; ZHENG, C.: Dynamic simulation for mode switching strategy in a conceptual 600 MWe oxy-combustion pulverized-coal-fired boiler. In: *Fuel* 137 (2014), Nr. 0, S. 135–144
- [104] HULTGREN, M. ; IKONEN, E. ; KOVACS, J.: Oxidant control and air-oxy switching concepts for CFB furnace operation. In: *Computers and Chemical Engineering* 61 (2014), Nr. 0, S. 203–219
- [105] LAPPALAINEN, J. ; TOURUNEN, A. ; MIKKONEN, H. ; HÄNNINEN, M. ; KOVACS, J.: Modelling and dynamic simulation of a supercritical, oxy combustion circulating fluidized bed power plant concept-Firing mode switching case. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 28 (2014), S. 11–24
- [106] STARKLOFF, R. ; POSTLER, R. ; AL-MALIKI, W. A. K. ; ALOBAID, F. ; EPPLE, B.: Investigation into Gas Dynamics in an Oxyfuel Coal Fired Boiler during Master Fuel Trip and Blackout. In: *Journal of Process Control* (2016). – 10.1016/j.jprocont.2016.03.003
- [107] KWAN, H. W. ; ANDERSON, J. H.: A mathematical model of a 200 MW boiler. In: *International Journal of Control* 12 (1970), Nr. 6, S. 977–998
- [108] ARMOR, A. F. ; SHOR, S. W. W. ; DiDOMENICO, P. N. ; BENNETT, W. E. ; SMITH, L. P.: Dynamic Performance of Fossil-Fueled Power Plants. In: *Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions on PAS-101* (1982), Nr. 10, S. 4136–4146
- [109] MEINKE, S. ; GOTTELT, F. ; MÜLLER, M. ; HASSEL, E.: Modeling of Coal-Fired Power Units with ThermoPower Focussing on Start-Up Process. In: *Proceedings of the 8th international Modelica conference*. Dresden, 2011

-
- [110] OKO, E. ; WANG, M: Dynamic modelling, validation and analysis of coal-fired subcritical power plant. In: *Fuel* 135 (2014), S. 292–300
- [111] SCHLAGENHAUFER, M.: *Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme eines high performance light water reactors*, KIT, Diss., 2011
- [112] CASELLA, F ; COLONNA, P: Dynamic modeling of IGCC power plants. In: *Applied Thermal Engineering* 35 (2012), S. 91–111
- [113] TAHIR, M. ; CHUGHTAI, I. R. ; ASLAM, M.: Qualitative response of safety injection system for a large size break in the reactor coolant system cold leg. In: *Annals of Nuclear Energy* 34 (2007), Nr. 11, S. 922–925
- [114] TAHIR, M. ; CHUGHTAI, I. R. ; ASLAM, M.: Response of proposed passive safety injection system for an intermediate size break LOCA on CHASNUPP-1. In: *Annals of Nuclear Energy* 35 (2008), Nr. 11, S. 1986–1993
- [115] BRANDT, T. ; LESTINEN, V. ; TOPPILA, T. ; KÄHKÖNEN, J. ; TIMPERI, A. ; PÄTTIKANGAS, T. ; KARPPINEN, I.: Fluid-structure interaction analysis of large-break loss of coolant accident. In: *Nuclear Engineering and Design* 240 (2010), Nr. 9, S. 2365–2374
- [116] VIRTANEN, E. ; HAAPALEHTO, T. ; KOUHIA, J.: Analysis of steam generator loss-of-feedwater experiments with APROS and RELAP5/MOD3.1 computer codes. In: *Nuclear Engineering and Design* 177 (1997), Nr. 1-3, S. 147–153
- [117] JUSLIN, K.: Experience on mechanistic modelling of industrial process dynamics with APROS. In: *Mathematics and computers in simulation* 39 (1995), Nr. 5, S. 505–511
- [118] ROTH, K. ; SCHERER, V. ; BEHNKE, K.: Enhancing the dynamic performance of electricity production in steam power plants by the integration of transient waste heat sources into the feed-water pre-heating system. In: *International Journal of Energy Technology and Policy* 3 (2005), Nr. 1, S. 50–65
- [119] ZEHTNER, W. ; SPLIETHOFF, H. ; WOYKE, W.: Analysis and Optimisation of Operation of Modern Hard Coal-fired Power Plants Through Simulation. In: *VGB PowerTech* 88 (2008), Nr. 11/2008, S. 28–32
- [120] SCHUHBAUER, C. ; TSCHAFFON, H. ; KLUGER, F. ; SPLIETHOFF, H.: Transiente Berechnung thermomechanischer Schädigung dickwandiger Bauteile im 700 °C-Kraftwerk durch Anfahrvorgänge. In: *Kraftwerktechnisches Kolloquium* Bd. 3. Dresden, 2011, S. 681–698
- [121] TEMIR, C.: *Modellierung und dynamische Simulation des Gasturbinen-Druckluftspeicherkraftwerks Huntorf*, TU-Darmstadt, Diss., 2012
- [122] HENRION, T. ; PONWEISER, K. ; BAND, D. ; TELGEN, T.: Dynamic simulation of a solar power plant steam generation system. In: *Simulation Modelling Practice and Theory* (2012), Nr. 0

-
- [123] AL-MALI, W. A. K. ; ALOBAID, F. ; STARKLOFF, R. ; KEZ, V. ; EPPLE, B.: Investigation on the dynamic behaviour of a parabolic trough power plant during strongly cloudy days. In: *Applied Thermal Engineering* (2016)
- [124] ALOBAID, F. ; STARKLOFF, R. ; PFEIFFER, S. ; KARNER, K. ; EPPLE, B. ; KIM, H.-G.: A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants - Part A: Part loads and off-design operation. In: *Fuel* 153 (2015), S. 692–706
- [125] ALOBAID, F. ; STARKLOFF, R. ; PFEIFFER, S. ; KARNER, K. ; EPPLE, B. ; KIM, H.-G.: A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants - Part B: Start-up procedure. In: *Fuel* 153 (2015), S. 707–716
- [126] MERTENS, N. ; ALOBAID, F. ; STARKLOFF, R. ; EPPLE, B. ; KIM, H.-G.: Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up. In: *Applied Energy* 144 (2015), Nr. 0, S. 250–260
- [127] LAPPALAINEN, J. ; BLOM, H. ; JUSLIN, K.: Dynamic process simulation as an engineering tool - A case of analysing a coal plant evaporator. In: *VGB PowerTech* (2012), Nr. 1/2 2012, S. 62–68
- [128] KEZ, V.: *Modellierung eines mit Steinkohle befeuerten Dampferzeugers der 600 °C-Technologie unter Berücksichtigung einer optimierten Diskretisierungsstrategie*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2013
- [129] FRANZEN, L.: *Erweiterung eines Kraftwerkmodells mit Regelzug und Analyse der thermomechanischen Schädigung dickwandiger Bauteile durch Lastwechsel*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2014
- [130] SCHIEMANN, R.: *Entwicklung und Implementierung eines Verfahrens zur dynamischen Optimierung von Kraftwerksfahrweisen und Anwendung in kommerziellen Simulationsprogrammen*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2014
- [131] HILZ, J.: *Entwicklung eines Modells zur Simulation von transienten Prozessen in einer Carbonate Looping Anlage*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2014
- [132] WILDANGER, M.: *Entwicklung eines Mühlenmodells zur Verbesserung dynamischer Simulation von Großkraftwerken*, TU-Darmstadt, Master Thesis, 2014
- [133] PATANKAR, S.: *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC Press, 1980
- [134] HÄNNINEN, M. ; YLIJOKI, J.: The one-dimensional separate two-phase flow model of APROS / VTT. 2008 (9513872254). – Forschungsbericht
- [135] HÄNNINEN, M.: *Homogeneous Model of APROS*. Espoo : VTT Technical Research Centre of Finland, 2009
- [136] WALLIS, G. B.: *One-dimensional two-phase flow*. (1969)
- [137] BESTION, D.: Recent developments on interfacial friction models. In: *Proc. Eur. Two-Phase Flow Meeting*. Varese, 1991

- [138] BESTION, D.: The physical closure laws in the CATHARE code. In: *Nuclear Engineering and Design* 124 (1990), Nr. 3, S. 229–245
- [139] HÄNNINEN, M.: *Phenomenological extensions to APROS six-equation model*, Lappeenranta University of Technology, Diss., 2009
- [140] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN: *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Springer, 2002
- [141] RAIKO, R. ; KAUKKA, P. ; VEHEMAAN-KREULA, M.: *Pyrolyysimalli turpeen ja biomassan poltolle ja kaasutukselle*. Tampereen teknillinen korkeakoulu, 1997 (LIEKKI 2 Report L97-1)
- [142] GASTEIGER, G. ; KESSEL, W. ; EPPLE, B.: Wai Gao Qiao-European export technology for the global market. In: *VGB PowerTech* 85 (2005), Nr. 5, S. 72–76
- [143] SPLIETHOFF, H.: Steam Power Stations for Electricity and Heat Generation. In: *Power Generation from Solid Fuels*. Springer Berlin Heidelberg, 2010 (Power Systems), S. 73–219
- [144] ROLLER, W. ; MERZ, J.: Dampferzeugerkonzept mit Tangentialfeuerung. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 67 (1987), Nr. 3
- [145] STÄBLER, K. ; MÜH, H.: Die Errichtung des Blockes Heilbronn 7 im Wandel der Umweltschutzdiskussion. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 67 (1987), Nr. 3
- [146] SCHÖNBUCHER, B. ; POENSGEN, T. ; FAHLENKAMP, H.: Aufbau und Funktion der Rauchgasentschwefelungsanlage für Block 7 im Kraftwerk Heilbronn. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 67 (1987), Nr. 3
- [147] SCHÖNBUCHER, B. ; FRITZ, P.: Auslegung, Anordnung und Funktion der DENOX-Anlage für Block 7 im Kraftwerk Heilbronn. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 67 (1987), Nr. 3
- [148] BILGER, H. ; FUNKE, O. ; HOFMANN, R. ; HORVATH, L. ; MEENERS, H.: Überblick über Aufbau, Schaltung und wesentliche Merkmale des Blockes 7 mit Fernwärmeauskopplung einschließlich der Erfahrungen bei der Inbetriebnahme. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 67 (1987), Nr. 3
- [149] SPLIETHOFF, H. ; ABRÖLL, G.: Das 750-MW-Steinkohlekraftwerk Bexbach. In: *VGB Kraftwerkstechnik* 65 (1985), Nr. 4, S. 346–362
- [150] KARNER, K.: *Erweiterung und Automatisierung eines Simulationsmodells zur gassseitigen Störfalldruckuntersuchung in Großfeuerungsanlagen*, TU-Darmstadt, Studienarbeit, 2007
- [151] NUSSELT, W.: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. In: *VDI* (1916)
- [152] CHEN, S. L. ; GERNER, F. M. ; TIEN, C. L.: General film condensation correlations. In: *Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion* 1 (1987), Nr. 2, S. 93–107
- [153] SHAH, M. M.: A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979), Nr. 4, S. 547–556

- [154] FLYNN, D.: *Thermal power plant simulation and control*. IET, 2003
- [155] DOLEZAL, R. ; VARKOP, L.: *Process dynamics*. Elsevier, 1970
- [156] BOLLINGER, K. E. ; SNOWDEN, H. R.: The experimental determination of coal mill models. In: *Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions on* (1983), Nr. 6, S. 1473–1477
- [157] AGRAWAL, V. ; PANIGRAHI, B. K. ; SUBBARAO, P. M. V.: Review of control and fault diagnosis methods applied to coal mills. In: *Journal of Process Control* 32 (2015), S. 138–153
- [158] FAN, G. Q. ; REES, N. W.: Modelling of vertical spindle mills in coal fired power plants. In: *EEC 94: Electrical Engineering Congress 1994; Preprints; Enabling Technologies, Developing Industry; Congress and Exhibition*, Institution of Engineers, Australia, 1994, S. 235
- [159] FAN, G. Q. ; REES, N. W.: An intelligent expert system (KBOSS) for power plant coal mill supervision and control. In: *Control Engineering Practice* 5 (1997), Nr. 1, S. 101–108
- [160] PRASHER, C. L.: *Crushing and grinding process handbook*. John Wiley and Sons, 1987
- [161] WEI, J. ; WANG, J. ; WU, H. ; OLUWANDE, G. ; BOARDMAN, M.: Coal mill modelling using evolutionary computation techniques and its on-line implementation. In: *International Conference Control 2004*. Bath : UKACC, 2004
- [162] ZHANG, Y. G. ; WU, Q. H. ; WANG, J. ; OLUWANDE, G. ; MATTS, D. ; ZHOU, X. X.: Coal mill modeling by machine learning based on onsite measurements. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 17 (2002), Nr. 4, S. 549–555
- [163] WEI, J. ; WANG, J. ; WU, Q. H.: Development of a Multisegment Coal Mill Model Using an Evolutionary Computation Technique. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 22 (2007), Nr. 3, S. 718–727
- [164] NIEMCZYK, P. ; DIMON BENDTSEN, J. ; PETER RAVN, A. ; ANDERSEN, P. ; SONDERGAARD PEDERSEN, T.: Derivation and validation of a coal mill model for control. In: *Control Engineering Practice* (2012)
- [165] PRADEEBHA, P. ; PAPPA, N.: Modeling and outlet temperature control of coal mill using model predictive controller. In: *Control Applications (CCA), 2013 IEEE International Conference on*, 2013, S. 1069–1074
- [166] LEE, M. S.: *Mathematical Model and Control of a Coal Pulverizer*, University of Austin, Diss., 1986
- [167] BELZ, J.: *Modellbildung und Simulation einer Mahlanlage und deren Wärmetauscher zur Aufbereitung von Festbrennstoffen für Großfeuerungsanlagen*, TU-Darmstadt, Diplomarbeit, 2008
- [168] KARNER, K.: *Abbildung eines modernen Kohlekraftwerkes und prozesseitige Untersuchung von Anfahrvorgängen mithilfe eines instationären Simulationsprogrammes*, TU-Darmstadt, Diplomarbeit, 2008
- [169] KLEFENZ, G.: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. Bd. 3. Bibliographisches Institut, 1985

-
- [170] KLEFENZ, G.: *Automatic control of steam power plants*. Wissenschaftsverlag, 1986
- [171] DUKELOW, S.: *The Control of Boilers*. Instrument Society of America, 1991
- [172] LOVE, J.: *Process Automation Handbook: A guide to theory and practice*. Springer, 2007
- [173] LINDSLEY, D.: Power-plant control and instrumentation. In: *The control of boilers and HRSG systems* (2000)
- [174] BRECKNER, K.: *Regel-und Rechenschaltungen in der Prozessautomatisierung: bewährte Beispiele aus der Praxis*. Oldenbourg Industrieverlag, 1999
- [175] KUHN, U.: Eine praxisnahe Einstellregel für PID-Regler: die T-Summen-Regel. In: *Automatisierungstechnische Praxis* 37 (1995), Nr. 5, S. 10–16
- [176] SCHÄFER, C.: *Entwicklung eines Matlab-Programms zur Regleroptimierung in numerischen Kraftwerksmodellen*, TU-Darmstadt, Bachelor Thesis, 2013
- [177] VDI-RICHTLINIE 3508: *Blockregelung von Wärmekraftwerken*. 2003
- [178] VDI-RICHTLINIE 3505 BLATT 1: *Dampferzeuger-Regelung Traggasstrom- und Sichtertemperatur-Regelungen in Kohlenmühlen*. 1964
- [179] VDI-RICHTLINIE 3504: *Dampferzeuger-Regelung Feuerraumunterdruck-Regelungen*. 2003
- [180] KLEFENZ, G.: *Regelungsdynamische Untersuchung eines Bensonkessels*, Dissertation, 1965
- [181] VDI-RICHTLINIE 3506 BLATT 1: *Dampf-temperatur-Regelung in konventionellen Dampfkraftwerken*. 1997
- [182] VDI-RICHTLINIE 3503: *Speisewasserregelung für Durchlaufdampferzeuger in konventionellen Dampfkraftwerken*. 1996
- [183] VDI-RICHTLINIE 3500: *Begrenzungsregelungen in konventionellen Dampfkraftwerken*. 1995
- [184] STARKLOFF, R. ; ALOBAID, F. ; KARNER, K. ; EPPLE, B. ; SCHMITZ, M. ; BOEHM, F.: Development and Validation of a Dynamic Simulation Model for a Large Coal-Fired Power Plant. In: *Applied Thermal Engineering* 91 (2015), S. 496–506
- [185] STARKLOFF, R. ; KARNER, K. ; EPPLE, B. ; BÖHM, F. ; SCHMITZ, M. ; STAMATELOPOULOS, G.-N. ; SEEGER, R.: Erstellung und Validierung eines Modells zur Untersuchung transienter Vorgänge in konventionellen Kraftwerken hinsichtlich Flexibilität. In: *45. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, 2013
- [186] STARKLOFF, R. ; ALOBAID, F. ; EPPLE, B.: Dynamic Simulation of Large Coal-Fired Power Plants for Flexible Operation. In: *Coal-Gen*. Las Vegas, Nevada, USA, 2015
- [187] DEBELIKOVIC, D. L. ; BUZUROVIC, I. ; RANCIC, M. V. ; SARBON, S. D.: Mathematical Model of the Pulverising Plant as a Mass Accumulator with Associated Dynamics of Both Impeller and Coal Drying Process. In: *Scientific Journal Facta Universitatis Mechanical engineering* 1 (1999), Nr. 6, S. 653–664

A Anhang: Tabellen

Tabelle A.1: Relevante Reaktionsgleichungen für die Verbrennung in APROS (FB = flüchtige Bestandteile)

Reaktionsgleichung	Reaktionsenthalpie in MJ/kg
$C + O_2 \rightarrow CO_2$	32,8
$2C + O_2 \rightarrow 2CO$	9,25
$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$	10,1
$S + O_2 \rightarrow SO_2$	9,2
$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$	120,33
$CH_4 + 2O_2 \rightarrow 2H_2O + CO_2$	50
$C_{raw} \rightarrow FB + C$	definiert durch Heizwert

Tabelle A.2: Abweichungen von berechnetem stationären Massenstrom (\dot{m}) und Enthalpie (h) zu den Auslegungsdaten beim Hochdruckvorwärmer in Abhängigkeit der Frischdampfmenge; an den mit (-) gekennzeichneten Orten existiert keine Abweichung, da dies Randbedingungen sind

Ort (Austritt)	$\dot{m}(100\%)$	$h(100\%)$	$\dot{m}(75\%)$	$h(75\%)$	$\dot{m}(33,5\%)$	$h(33,5\%)$
SWP	-	-	-	-	-	-
HDVW 6	-	0,05 %	-	0,02 %	-	0,26 %
HDVW 7	-	0,30 %	-	0,17 %	-	0,38 %
Enthitzer 6	-	0,18 %	-	-0,09 %	-	-0,10 %
Punkt 1	-0,34 %	-2,31 %	-0,17 %	-0,03 %	-1,02 %	-0,05 %
Punkt 2	1,51 %	-0,64 %	-0,40 %	0,18 %	0,17 %	-0,66 %
Punkt 3	0,80 %	-0,16 %	-0,31 %	-0,85 %	-0,34 %	-0,45 %

Tabelle A.3: Steinkohlekraftwerke in Deutschland mit einer elektrischen Nettoleistung > 330 MW. , Quelle: [20]

Kraftwerksname	Block	Start des kom. Betriebs	elektrische Nettoleistung
Heyden	4	1987	875
Rheinhafen-Dampfkraftwerk	8	2014	842
Ibbenbüren	B	1985	794
Heilbronn	7	1985	778
Westfahlen	E	2014	765
Wilhelmshaven	1	1976	757
Trianel Kohle-KW Lünen	-	2013	746
Walsum	10	2013	725
Bexbach	-	1983	721
Bergkamen	A	1981	717
Voerde	A	1982	695
Voerde	B	1985	695
Mehrum	3	1979	690
Scholven	F	1976	676
Weiherr	3	1976	655,6
Gersteinwerk	K2	1984	607,5
Staudinger	5	1992	510
Rostock	-	1994	508
Rheinhafen-Dampfkraftwerk	7	1985	505
Zolling	5	1986	472
Herne	4	1989	449
GKM	8	1993	435
Altbach	1	1985	433
GKM	7	1982	425
Walsum	9	1988	370
Farge	-	1969	350
Knepper	C	1971	145
Scholven	B	1968	345
Scholven	C	1969	345
Scholven	D	1970	345
Scholven	E	1971	345
Altbach	2	1997	336
München Nord	2	1991	333

Tabelle A.4: Auslegungsdaten der Entstickungsanlage, Quelle: [147]

Zellenfläche	6 x 6 mm
Elementfläche	150 x 150 mm
Elementlänge	840 mm
Anzahl der Elemente pro Modul	130
Anzahl der Module	336
Masse pro Modul	2680 kg
Anzahl der Reaktoren	2
Ebenen pro Reaktor	3
Module pro Ebene	56

B Anhang: Abbildungen

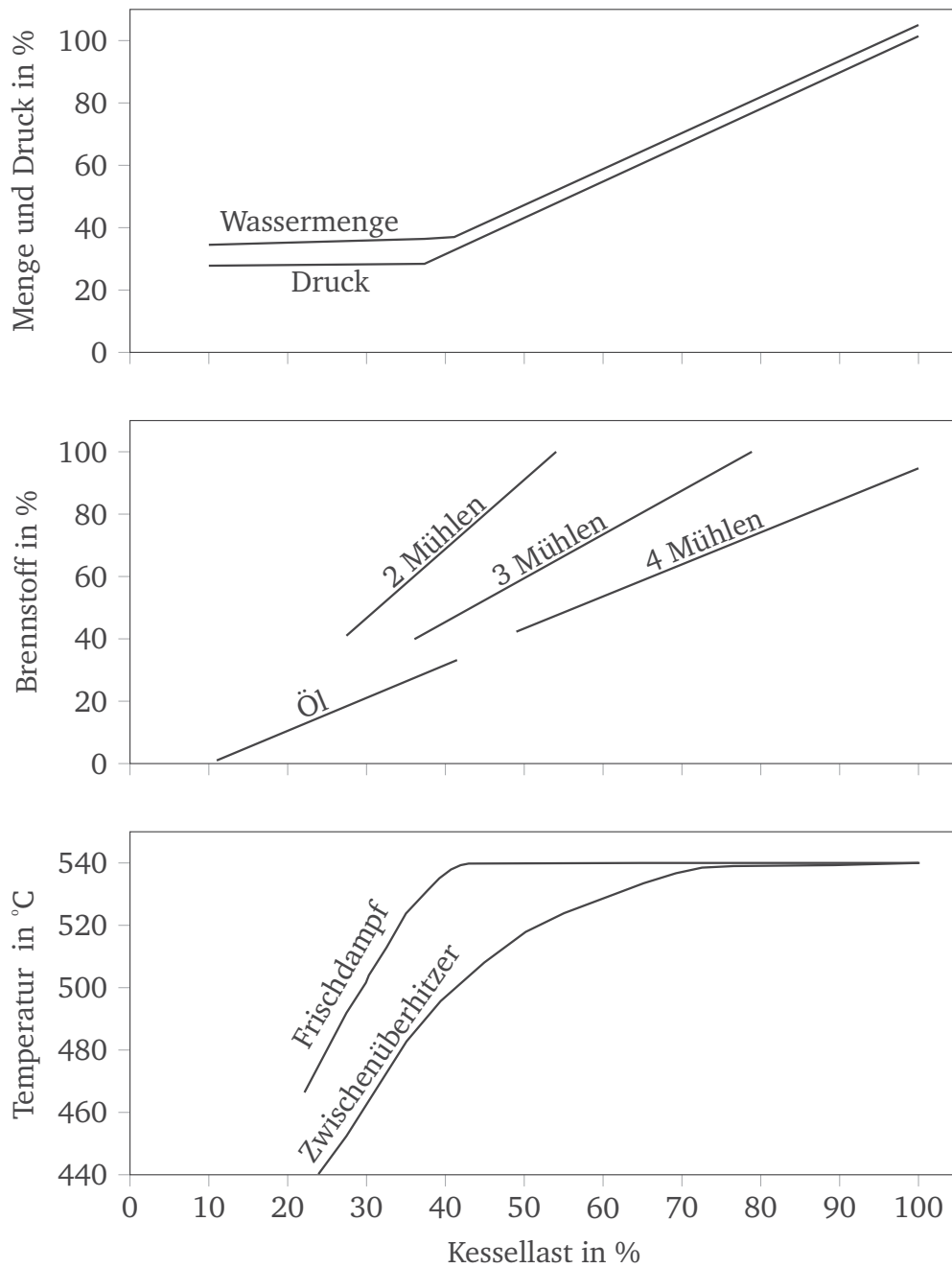


Abbildung B.1: Betriebsbereiche der Dampferzeugeranlage, Quelle: [144], eigene Darstellung

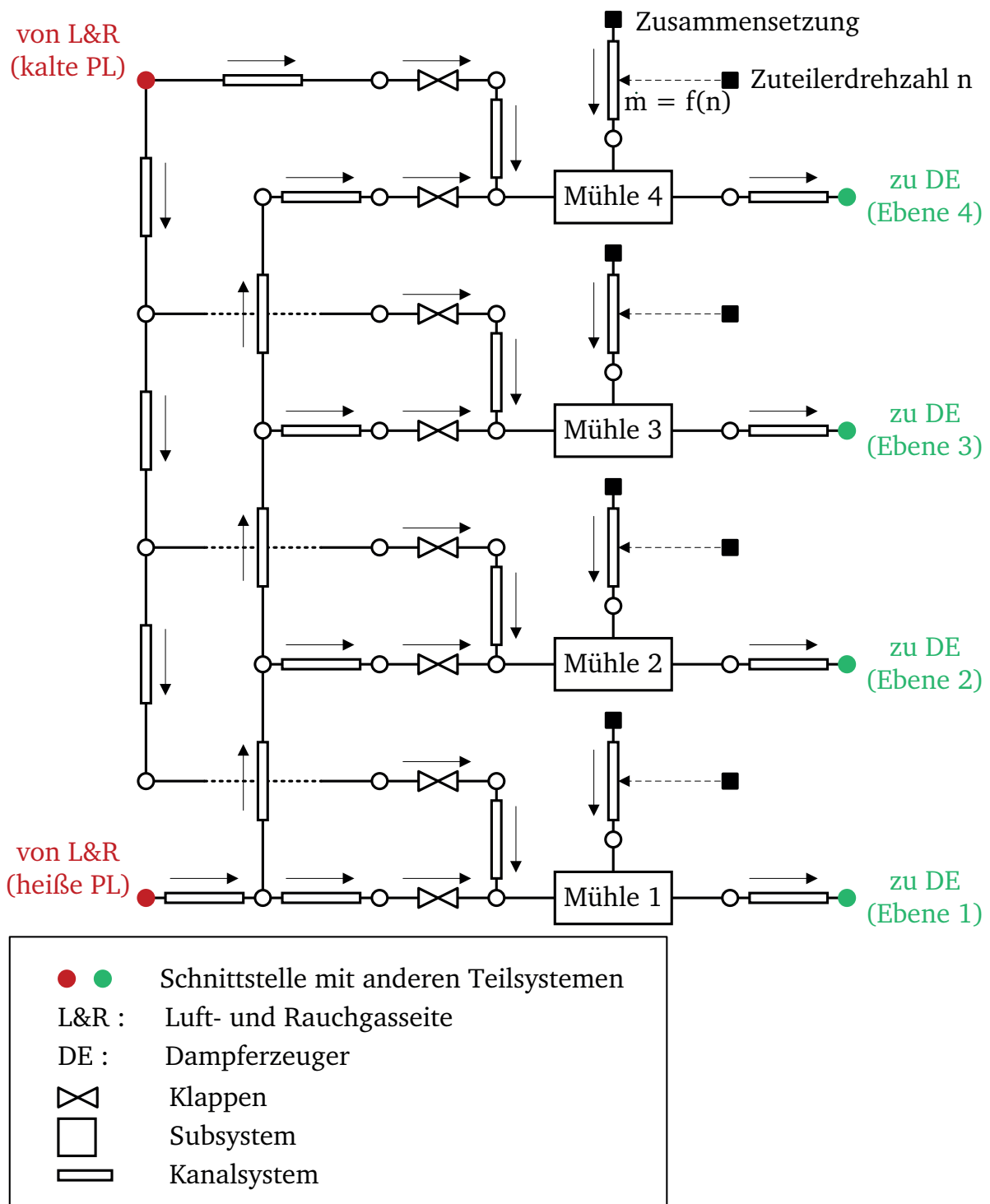
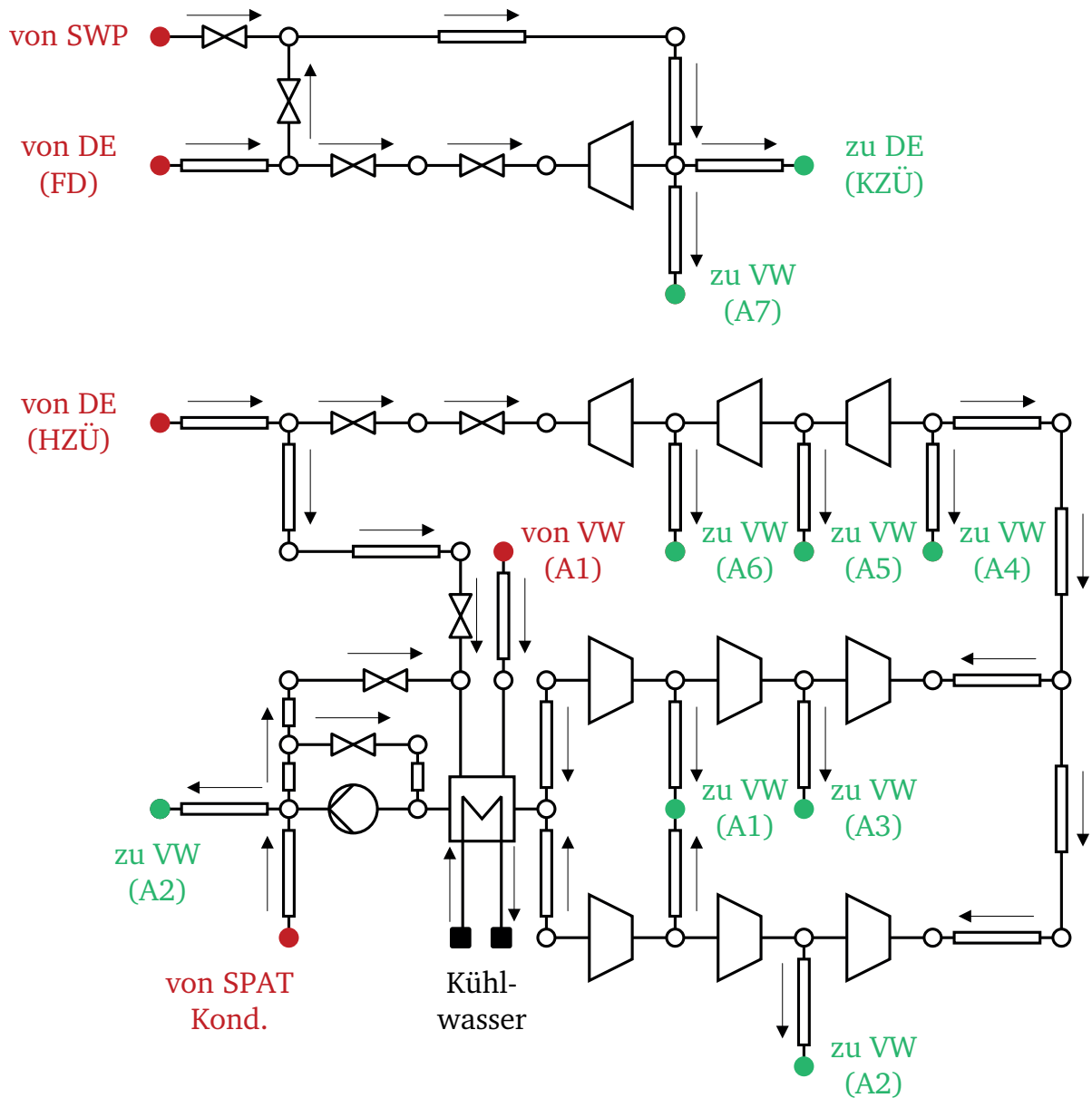


Abbildung B.2: Prinzipielle Darstellung der Kohlenmühlen mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen



● ●	Schnittstelle mit anderen Teilsystemen
VW :	Vorwärmer
DE :	Dampferzeuger
⊗	Ventil
⊠	Kondensator
▬	Rohrleitungen
⊙	Pumpe

Abbildung B.3: Prinzipielle Darstellung der Turbinen und des Kondensators mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen

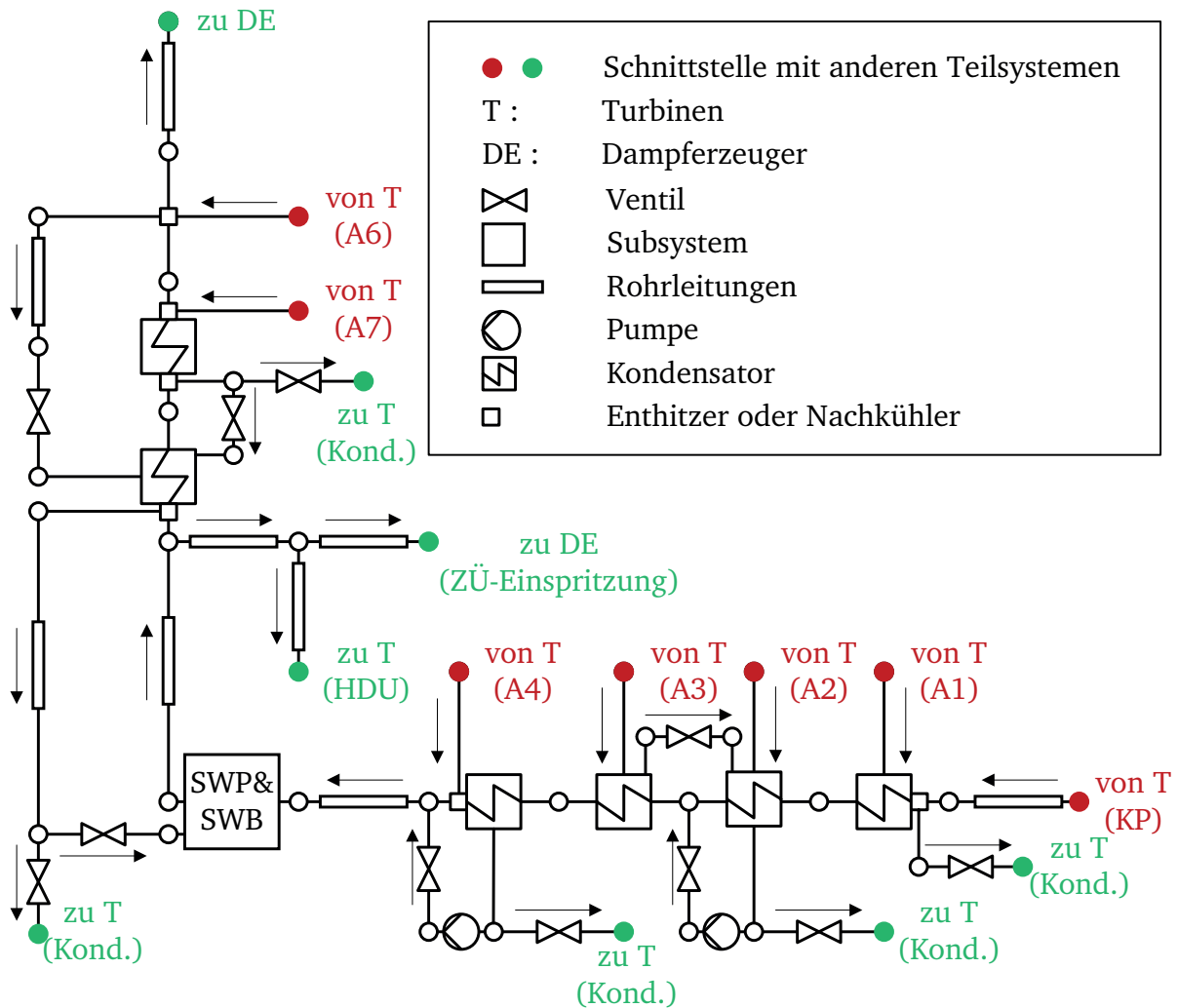


Abbildung B.4: Prinzipielle Darstellung der Vorwärmstrecke mit Schnittstellen zu anderen Teilsystemen

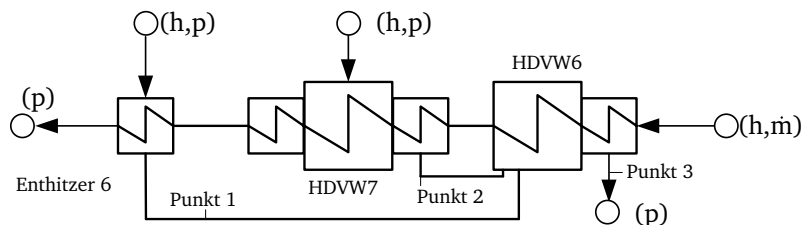


Abbildung B.5: Übersicht zur stationären Validierung der HD-Vorwärmstrecke, in Klammern die jeweils vorgegebenen Randbedingungen Druck p , Enthalpie h oder Massenstrom \dot{m}

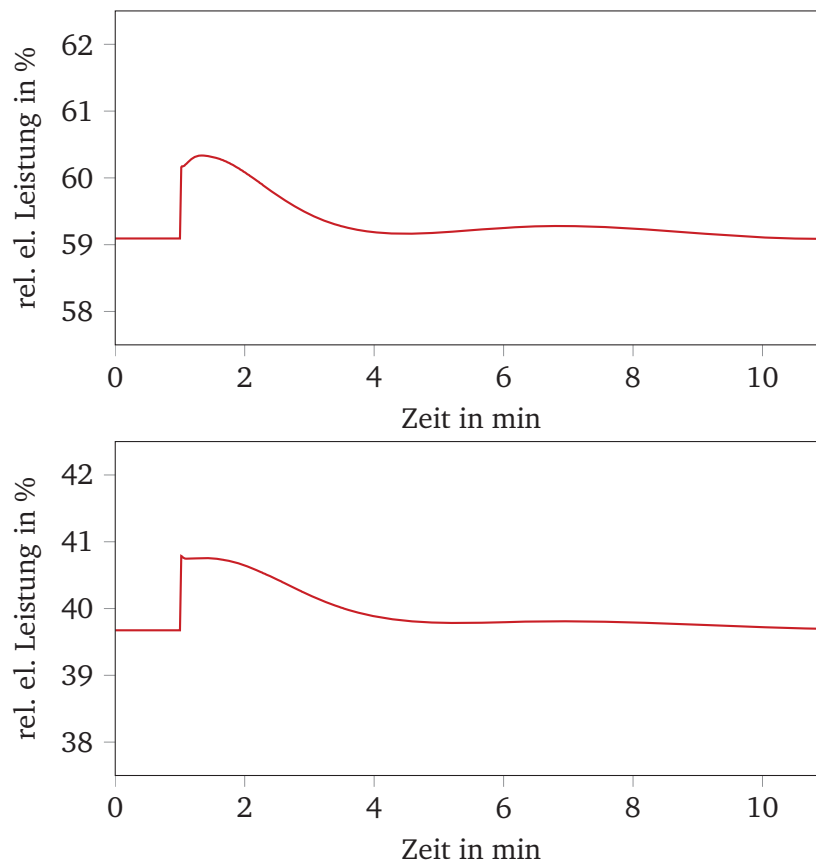


Abbildung B.6: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem schlagartigen Öffnen eines um 5 bar angedrosselten Turbinenregelventils bei 60 % (oben) und 40 % Last (unten), Quelle: [60], eigene Darstellung

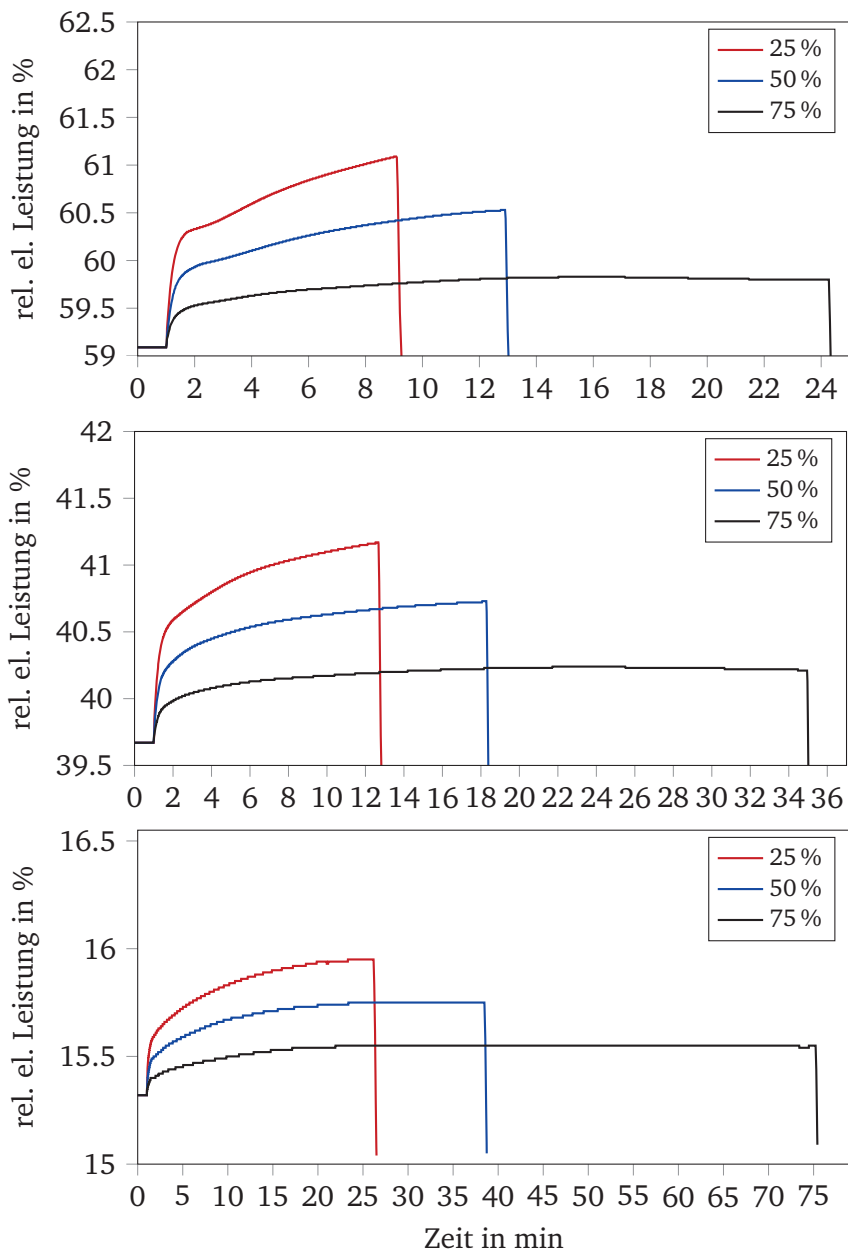


Abbildung B.7: Verlauf der elektrischen Leistung nach einer Reduktion des Kondensatmassenstroms auf verschiedene Mengen (25, 50 bzw. 75 % der notwendigen Menge bei Lasten von ca. 60 (oben), 40 (mitte) bzw. 15 % (unten)), Quelle: [60], eigene Darstellung

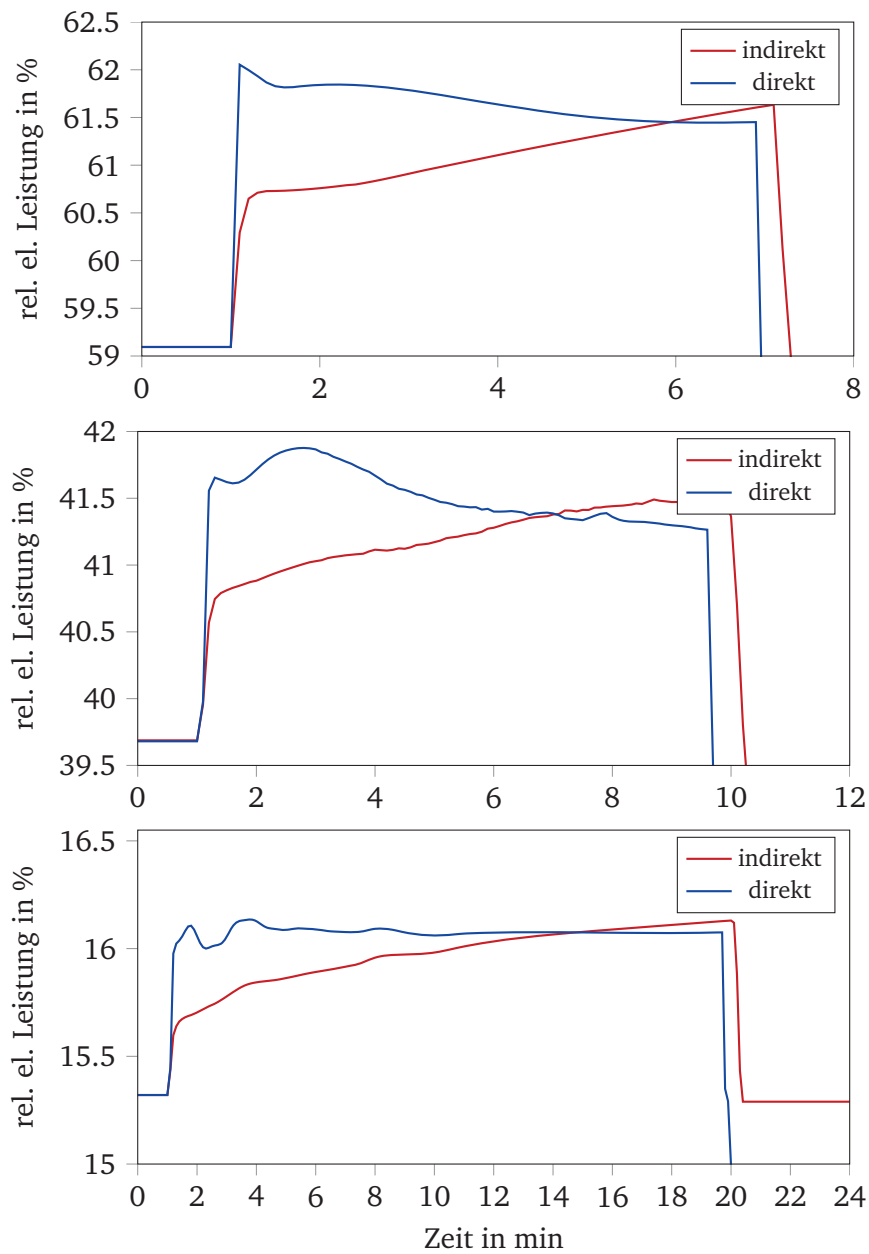


Abbildung B.8: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp des Kondensatmassenstroms bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 % mit Schließen des Kondensatregelventils (indirekt) und mit zusätzlichen Schließen der Anzapfungen (direkt), Quelle: [60], eigene Darstellung

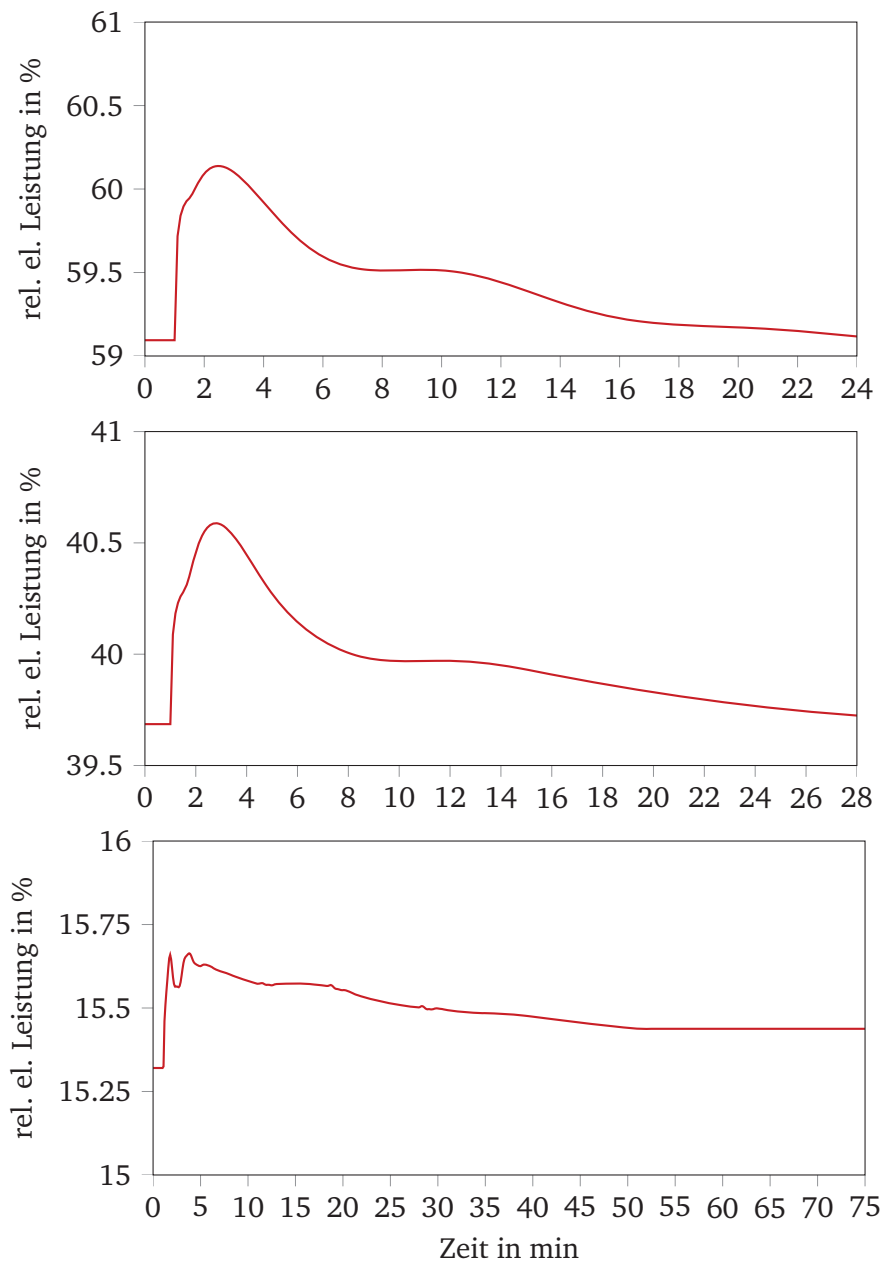


Abbildung B.9: Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung

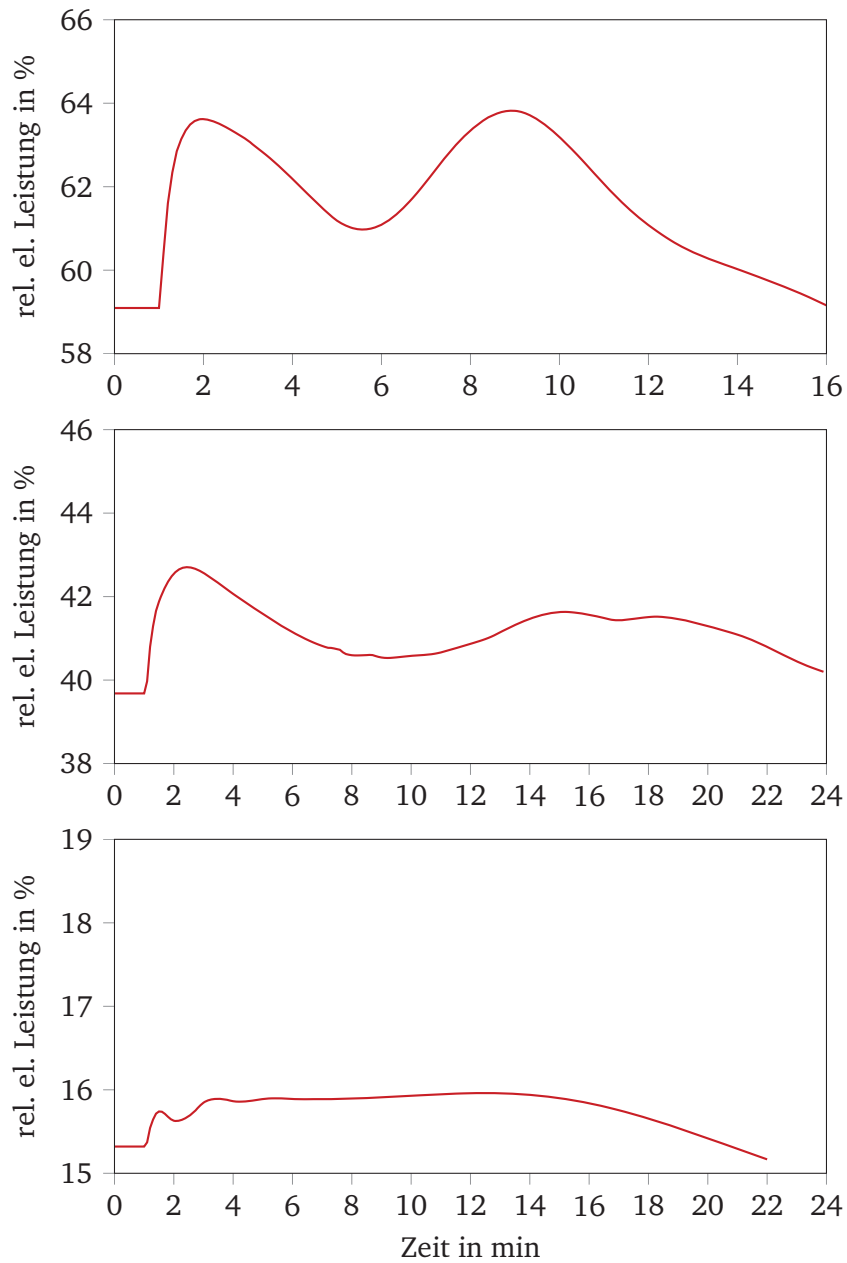


Abbildung B.10: Verlauf der elektrischen Leistung bei einem Übersteuern des Speisewassers bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 % in Einspritzung E 1 oder E 3, Quelle: [60], eigene Darstellung

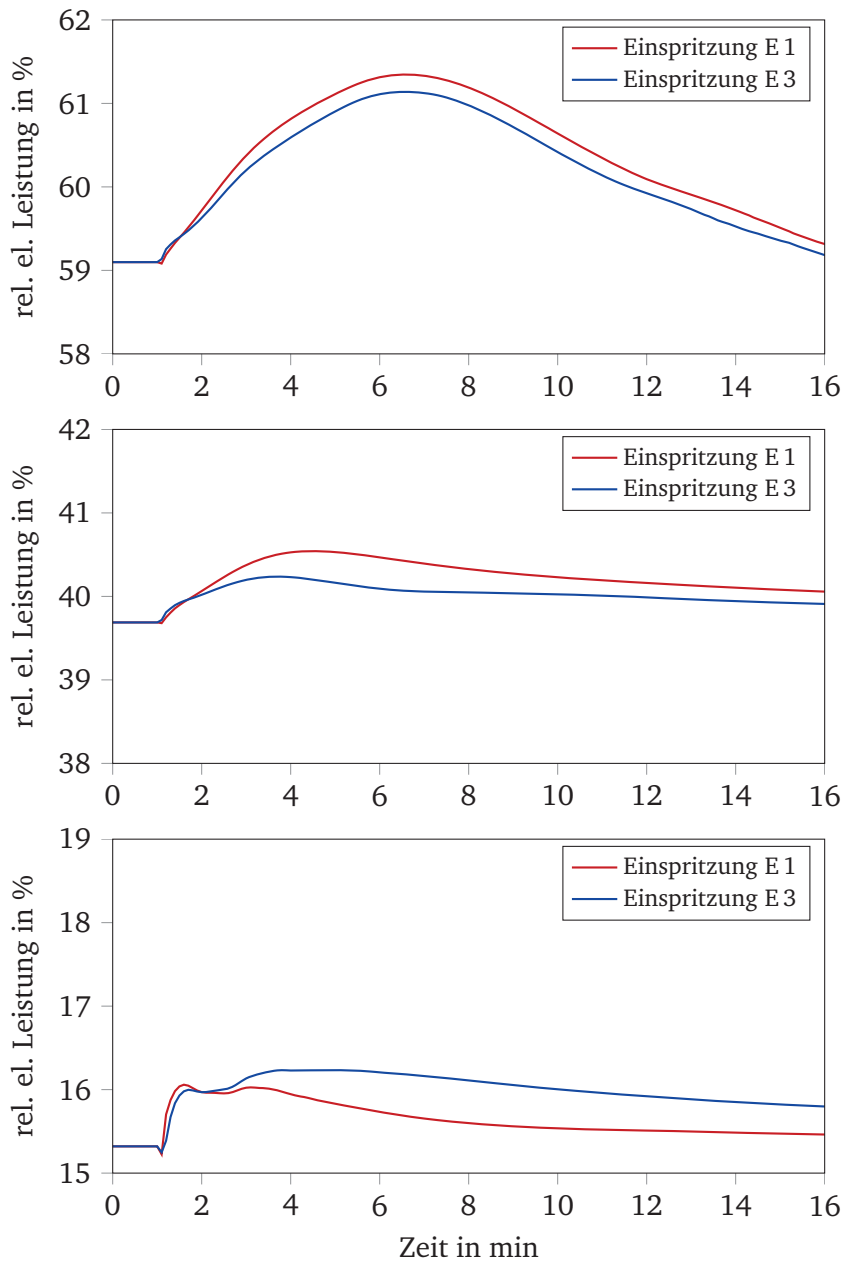


Abbildung B.11: Verlauf der elektrischen Leistung nach einem Stopp der Anzapfung A 6 und A 7 bei Lasten von 15, 40 bzw. 60 %, Quelle: [60], eigene Darstellung



