

Modellierung und Simulation als Werkzeug zur Bewertung technischer Entwicklungsoptionen am Beispiel der Großkraftwerkstechnik

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von
Hanns Imo Pfaff

aus
Hannover

2021

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. – Göttingen: Cuvillier, 2021

Zugl.: (TU) Hamburg, Univ., Diss., 2021

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather
2. Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz

Datum der mündlichen Prüfung: 25. September 2020

ORCID von Hanns Imo Pfaff:

 <https://orcid.org/0000-0002-9057-562X>

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2021

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, 2021

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-7417-3

eISBN 978-3-7369-6417-4

Danksagung

Der Grundstein dieser Arbeit wurde während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Technischen Universität Hamburg gelegt. In der sich anschließenden Berufstätigkeit zeigte sich in wiederkehrender Weise, auch in Anwendungen jenseits der Kraftwerkstechnik, die Notwendigkeit, eine klare Leitlinie zum sinnvollen Umgang mit dem Werkzeug Modellierung und Simulation unter Anwendung eines praktischen Beispiels zu veröffentlichen.

Insbesondere danke ich Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather für das mir während meiner Tätigkeit am Institut und darüber hinaus entgegengebrachte Vertrauen, die Promotionsmöglichkeit und sein Engagement bei der wissenschaftlichen Betreuung dieser Arbeit. Herzlich danke ich ihm für die Beharrlichkeit bei jeder sich ihm bietenden Gelegenheit, mich an die Fertigstellung dieser Arbeit zu erinnern und der damit verbundenen Geduld.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Schmitz danke ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. F. Wirz für seine Tätigkeit als Vorsitzender des Prüfungsausschusses.

Weiterhin bedanke ich mich beim Kollegium des Instituts, wobei jeder auf seine ganz eigene Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Meinen herzlichen Dank möchte ich meinem ehemaligen Bürokollegen Christian Mehrkens für seine stete Bereitschaft zu fachbezogenen sowie fachfernen Diskussion und seinen unvergleichlichen Humor aussprechen. Zudem gilt mein Dank den zahlreichen Studenten, die als Hilfskraft unterstützt oder mit Abschlussarbeiten Ideen verfolgt haben, für die sonst keine Zeit geblieben wäre.

Aus meinem Berufsumfeld danke ich besonders meinem ehemaligen Arbeitskollegen Mathias Fruth als kompetenten Diskussionspartner und für die eine oder andere Idee; oftmals unter Aufopferung seiner wohlverdienten Freizeit.

Als Wegbereiter im Übergang vom Studium in die Berufswelt bedanke ich mich bei Stephan Wegerich für seine stets generöse und wohlwollende Art. Im vorangegangenen Studium kommt meinem Kommilitonen Friedrich Wirz eine der wichtigsten Bedeutungen zu, die bis heute Gültigkeit hat und auch diese Arbeit beeinflusst hat.

In keinem Fall unerwähnt bleiben darf hier der Dank an meine Ehefrau Ines, die mir seit Verlassen des Instituts zwei wundervolle Kinder geschenkt hat, die den Lebensalltag stets bereichern, für ihre Geduld und ihr Verständnis im Hinblick auf die Entbehrungen, welche die Anfertigung dieser Arbeit mit sich gebracht haben und vor allem dafür, mich aus Phasen des Verharrens oder Zögerns mit ihrem Mut zum Durchhalten anzustiften. Ich freue mich auf unsere weitere gemeinsame Lebensreise zusammen mit unseren Kindern!

Meiner Familie danke ich, mir die passenden Grundsteine für diesen Weg gelegt zu haben.

Zu guter Letzt sei noch all jenen Dank ausgesprochen, denen ich heute nicht mehr danken kann.

Kaarst, 2021

Imo Pfaff

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen.....	IX
1 Einleitung.....	1
1.1 Stand der Technik.....	2
1.2 Ziel und Aufbau der Arbeit.....	8
2 Methodik.....	11
2.1 Grundlagen zur Verwendung von Modellierung und Simulation	11
2.1.1 Anforderungen an Modellierung und Simulation.....	15
2.1.2 Klassifizierung von Simulationszwecken in der Kraftwerkstechnik.....	18
2.1.3 Praxisprobleme bei der Anwendung von Modellierung und Simulation für Vergleichsstudien.....	20
2.2 Formulierung eines Leitsatzes zur Anwendung von Modellierung und Simulation	23
2.3 Vorgehen bei der Technologievergleichsstudie dieser Arbeit	26
2.3.1 Auswahl der Vergleichsleistungsgröße der Prozesse	28
2.3.2 Auswahl einer geeigneten Simulationssoftware.....	30
3 Vorausgehende Festlegungen und Erläuterungen	35
3.1 Gewählte Bilanzgrenzen und Randbedingungen.....	35
3.1.1 Zusammensetzung der trockenen Luft	38
3.1.2 Brennstoffzusammensetzungen	39
3.1.3 CO ₂ -Produktstrom bei Kraftwerksprozessen mit CO ₂ -Abtrennung	42
3.2 Auswahl und Modellierung der Grundprozessschaltungen	42
3.2.1 Durchgeführte Prozessparameteroptimierungen	44
3.2.2 Definition des Verbrennungsluftverhältnisses im Zusammenhang mit der Rauchgasrückführung.....	51
3.3 Teilprozessmodelle und deren Parametrierung.....	54
3.3.1 Kohlemühe	55
3.3.2 Trockenbraunkohle-Erzeugung.....	60
3.3.3 Zwei-Zonen-Dampferzeugermodell für kohlebefeuerte Dampfkraftwerke.....	73
3.3.4 SCR-DeNO _x	82
3.3.5 Regenerativ-Luftvorwärmer	84
3.3.6 Elektrofilter.....	85
3.3.7 Rauchgasentschwefelungsanlage.....	86
3.3.8 Festlegung der Wirkungsgradmodelle von Strömungsmaschinen	89
3.3.9 Dampfturbinenmodellierung und -parametrierung.....	94

3.3.10 Dampfbeheizte Vorwärmer im Wasser-/Dampfkreislauf	99
3.3.11 Black-Box-Modellierung für CO ₂ -Abtrennungsverfahren	103
3.3.12 Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage.....	116
3.3.13 Kühlwassersystem	119
3.4 Parametrierung von Stoffströmen.....	121
3.5 Verwendete Stoffwertemodelle.....	123
3.6 Definition der Ergebnisgrößen der Gesamtsimulation	124
3.6.1 Definitionsmöglichkeiten des elektrischen Wirkungsgrads.....	125
3.6.2 Definition der CO ₂ -spezifischen Ergebnisgrößen	132
3.6.3 Zwischenergebnisgrößen.....	133
3.7 Vorgenommene Vereinfachungen bei der Modellierung	135
4 Durchgeführte Untersuchungen	139
4.1 Basismodelle Dampfkraftwerke	141
4.1.1 Steinkohlebefeuetes Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik.....	141
4.1.2 Braunkohlebefeuetes Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik	147
4.2 Wirkungsgradsteigerungsmaßnahmen konventioneller Dampfkraftwerke	150
4.2.1 Braunkohledampfkraftwerk mit integrierter Brennstoffvortrocknung	151
4.2.2 Steinkohledampfkraftwerk mit Dampfparametern der 700-°C-Technologie....	157
4.2.3 Braunkohledampfkraftwerk mit Dampfparametern der 700-°C-Technologie .	160
4.3 Dampfkraftwerke mit CO ₂ -Abtrennung	162
4.3.1 Dampfkraftwerk mit CO ₂ -Abtrennung durch eine Aminwäsche nach der Verbrennung	163
4.3.2 Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage.....	167
4.3.3 Oxyfuel-Kraftwerk mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage.....	172
4.4 Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerke	182
4.5 Vergleich der untersuchten Kraftwerksprozesse.....	188
5 Zusammenfassung	197
Quellennachweise	201
A Anhang	228
A.1 Begriffsbestimmungen	228
A.2 Eigenschaften und Zusammensetzung der getrockneten Kohlen.....	231
A.3 Heiz- und Brennwert in Abhängigkeit von der Bezugstemperatur	232
A.4 Verlauf des el. Wirkungsgrads als Funktion der Anzapfdrucke.....	232
A.5 Umrechnungsvorschriften für das Verbrennungssauerstoffverhältnis und die Rauchgasrückführungsrate.....	236

A.6	Nomogramme zur Abschätzung der Heizwertänderung bei Trocknungs- vorgängen.....	236
A.7	Diagramm zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads von Dampfturbinen	238
A.8	Einfluss der Temperatur der Luftansaugung auf den Wirkungsgrad.....	239
A.9	Zwischenergebnisgrößen der Simulationen für Dampfkraftwerke	240
A.10	Zwischenergebnisgrößen der Simulationen für GuD-Kraftwerke	244
A.11	Abschätzung der Schwefelsäuretaupunkttemperatur.....	246

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A	Ausbeute	-
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
c	Formparameter	-, kJ/kg
C	Verlustfaktor	-
d	Ableitungsoperator	
E	spezifische, je Energieeinheit zu speichernde CO_2 -Masse	g/kWh
e	Eulersche Zahl	
h	Enthalpie	kJ/kg
H	Heizwert bzw. Brennwert	MJ/kg
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
i	Zählvariable	
l	spezifische, je Brennstoffmasse benötigte Luftmenge zur Verbrennung	kg/kg
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
n	Stufenanzahl	
p	Druck	mbar , bar
P	Leistung	W
$\dot{Q}$	Wärmestrom	
R	Rauchgasrückführungsrate	-, %
s	spezifische Entropie	$\text{kJ}/\text{kg K}$
t	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
t	Zeit	s
T	absolute Temperatur	K
v	Geschwindigkeit	m/s
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3/s
w	Wassergehalt	kg/kg
W	Arbeit	kJ
x	Wassergehalt der feuchten Luft	g/kg
x	Dampfanteil des Nassdampfes	-, %
x	Feuchtegehalt des Brennstoffs (Wasseranteil bezogen auf die Trockensubstanz)	kg/kg
X	Massenanteil	-, %
y	Feuchtigkeitsanteil des Nassdampfes	-; %

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α^*	Baumannfaktor	-
Δ	Differenz	
∂	partiellcs Differenzial	
δ	Formfaktor	-
ϵ	CO ₂ -Intensität, spezifische, auf die Energieeinheit bezogene CO ₂ -Emission an die Atmosphäre	g/kWh
η	Wirkungsgrad	%
λ	Verbrennungsluft- bzw. Verbrennungssauerstoffverhältnis	-
ϕ	relative Luftfeuchtigkeit	%
Π	Druckverhältnis	-
φ	Volumenanteil	-, Vol.-%

Chemische Formelzeichen

Summenformel	Stoffbezeichnung
Ar	Argon
Ba	Barium
C	Kohlenstoff
C ₂ H ₆	Ethan
C ₃ H ₈	Propan
Ca(HSO ₃) ₂	Calciumbisulfit
Ca(OH) ₂	Calciumhydroxid, Kalkmilch in wässriger Lösung
CaCO ₃	Calciumkarbonat
CaO	Calciumoxid, Branntkalk
CaSO ₃	Calciumsulfit
CaSO ₄	Gips
CH ₄	Methan
Cl	Chlor
Co	Cobalt
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
Fe	Eisen
H	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
H ₂ SO ₃	schweflige Säure
H ₂ SO ₄	Schwefelsäure
Hg	Quecksilber
La	Lanthan
Mg	Magnesium
N	Stickstoff
NH ₃	Ammoniak

Summenformel	Stoffbezeichnung
NH_4HSO_4	Ammoniumbisulfat
NH_4SO_4	Ammoniumsulfat
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_x	Summe der Stickoxide
O	Sauerstoff
S	Schwefel
Sr	Strontium
SO_2	Schwefeldioxid
SO_3	Schwefeltrioxid

Indizes

Zeichen	Bedeutung
1	am Eintritt
2	am Austritt
10	bezogen auf 10 °C Umgebungstemperatur
1+x	Bezug auf Summe trockener Luft und Wassergehalt x (in g/kg bezogen auf trockene Luft)
ad	adiabat
AG	nach abgezweigtem Rauchgasstrom
b	auf den Bezugszustand bezogen
B	Brennstoff
brutto	auf den Bruttozustand bezogen
D	Dampf
el.	elektrisch
emittiert	an die Atmosphäre abgegeben
erzeugt	bei der Energiewandlung entstanden
F	bezogen auf die Feuerung
FE	Feuerraumende
FK	Feuchtkugel
FR	Feuerraum
G	bezogen auf die globalen Verhältnisse
g	gasförmig
H	Wasserstoffanteil des Brennstoffs
H_2O	Wasseranteil (des Brennstoffs)
i	bezogen auf die Vorgänge im Maschineninneren
i. N.	im Normzustand
i. R.	im Rohzustand
is	isentrop
KGA	Kühlgrenzabstand
kin	kinetisch
Kohle	mit Bezug auf die Kohle

Zeichen	Bedeutung
Kond	Kondensator, Kondensationszone
KW	Kaltwasser
KZB	Kühlzonenbreite
L	Luft
m	gemittelt
max	maximal bzw. Maximum
min	minimal bzw. Minimum
MW	Membranwand
n	normiert oder nach Abzweig
N	Nominal bzw. Nennzustand
netto	auf den Nettozustand bezogen
o	bezogen auf den Brennwert (H_o)
p	bei isobaren Verhältnissen
poly	polytrop
PP	Pinch-Point, Stelle der engsten Annäherung
R	Rauchgas
RG	Rauchgas, ggf. vor Rauchgasrückführung
RR	zurückgeführtes Rauchgas
s	bei isentroper Entspannung
sat	Sättigungszustand
SST	Schwefelsäuretaupunkttemperatur
St	Strahlung
t	technisch
T	Turbine
TBK	Trockenbraunkohle
TG	Trocknungsgas
th	thermisch
tr	trocken
TZ	Trennzone
u	bezogen auf Umgebungszustand oder bezogen auf Heizwert (H_u)
Ü	Überhitzung
UK	Unterkühler
v	Verdampfung oder vor Abzweig
V	Verlust oder Verdichter
VDI	gemäß VDI Richtlinie
VE	Verdampfereintritt
VGP	Vergleichsprozess
VW	Vorwärmer
WS	Wirbelschicht
WW	Warmwasser
zu	zugeführt

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
3EVM	3-End-Vakuum-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage
4EM	rauchgasgespülte 4-End Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage
AD700	Advanced 700 °C Pulverized Fuel Power Plant
ADECOS	Advanced Development of the Coal-Fired Oxyfuel Process with CO ₂ Separation
aDWST-BV	atmosphärische Dampfwirbelschichttrocknungsanlage mit Brüdenverdichtung
AHDE	Abhitze-Dampferzeuger
ASTM	ASTM Standard (American Society for Testing and Materials)
BImSchV	Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
BV	Brüdenverdichtung
CACHET	Carbon Dioxide Capture and Hydrogen Production from Gaseous Fuels
CAESAR	Carbon-free Electricity by Sorption Enhanced Water Gas Shift: Advanced Materials, Reactor and Process Design
CASTOR	Carbon Dioxide from Capture to Storage
CCS	Carbon Capture and Sequestration
CESAR	CO ₂ Enhanced Separation and Recovery
CO ₂ A	CO ₂ -Aufbereitungsanlage
CO ₂ V	CO ₂ -Verdichter
COMTES700	Component Test Facility for a 700 °C Power Plant
COORETEC	CO ₂ -Reduktions-Technologien
DE	Dampferzeuger
DECARBit	Enabling Advanced Pre-combustion Capture Techniques and Plants
DeNO _x	Entstickungsanlage
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
DKW	Dampfkraftwerk
DOE	United States Department of Energy
DT	Dampfturbine
DYNAMIS	Towards Hydrogen and Electricity Production with Carbon Dioxide Capture and Storage
EBTF	European Benchmarking Task Force
Eco	Economiser
el.	elektrisch
EN	Europäische Norm
ENCAP	ENhanced CAPture of Carbon Dioxide
FDBR	Fachverband für Dampfkessel-, Behälter und Rohrleitungsbau
FKT	Feuchtkugeltemperatur
FLG	Frischluchtgebläse
geod.	geodätisch
Gew.	Gewicht

Abkürzung	Bedeutung
GTA	Gasturbinenanlage
GuD	Gas- und Dampfturbinen(-Kraftwerk)
HD	Hochdruck
HGI	Hardgroove Index
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
IF97	Industrie-Formulierung nach dem Standard von 1997 für Wasser/-dampf
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
ISO	International Organization for Standardization
k	kryogen
k. A.	keine Angabe möglich
KWP	Kühlwasserpumpe
KZÜ	Kalte Zwischenüberhitzung
LuVo	Luftvorwärmer
LZA	Luftzerlegungsanlage
MA	Mühlenantrieb
MD	Mitteldruck
MEA	Monoethanolamin
mech.	mechanisch
ND	Niederdruck
NETL	National Energy Technology Laboratory
NK	Nachkühler
NMF	Mühlenantrieb zur Feinvermahlung von RBK
OXY3EVM	Oxyfuel-Kraftwerk mit 3EVM
OXY4EM	Oxyfuel-Kraftwerk mit 4EM
OXYKRYO	Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage
PCC	Post-Combustion-CO ₂ -Abtrennung
PCA	Post-Combustion-CO ₂ -Abtrennungsanlage
PGRG	Primärgasrückführungsgebläse
PLG	Primärluftgebläse
PMI	Prallmahindex
POSEIDON	Post-Combustion-CO ₂ -Abtrennung: Evaluierung der Integration, Dynamik und Optimierung nachgeschalteter Rauchgaswäschen
PP700	Pre-Engineering Study "NRW Power Plant 700 °C"
ppb	Parts Per Billion = 10 ⁻⁹
ppm	Parts per Million = 10 ⁻⁶
RBK	Rohbraunkohle
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
RG	Rauchgas
SCR	selektive katalytische Reduktion
sek.	sekundär
SGRG	Sekundärgasrückführungsgebläse
SK	Steinkohle

Abkürzung	Bedeutung
sog.	sogenannt
SPAT	Speisewasserpumpenantriebsturbine
spez.	spezifisch
SPWP	Speisewasserpumpe
stöch.	stöchiometrisch
SZG	Saugzuggebläse
TBK	Trockenbraunkohle
TLT	Trockenlufttemperatur
Trafo	Transformator
TUHH	Technische Universität Hamburg
Ü	Überhitzer
US	United States (of America)
USA	United States of America
VD	Verdampfer
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e. V.
VGB	VGB Power Tech e. V.
VV	Vakuum-Verdichter
VW	Vorwärmer
waf	wasser- und aschefrei
WST	Wirbelschichttrockner
ZÜ	Zwischenüberhitzer, Zwischenüberhitzung
ZWK	Zwischenkühler

1 Einleitung

Im Bereich der Forschung und Entwicklung aber auch bei der Planung und Ausführung von thermischen Kraftwerken wird die Modellierung und Simulation von Kraftwerkskonzepten als Werkzeug zur Bewertung verschiedener Ausführungs- oder Entwicklungsoptionen genutzt. Vor dem Hintergrund sehr hoher Investitionen für Neubaukraftwerke und der langwierigen und ebenfalls mit hohen Kosten verbundenen Technologieentwicklungen stellen mathematisch-physikalische Modelle der zu betrachtenden Kraftwerksprozesse ein verhältnismäßig schnelles und relativ kostengünstiges Mittel dar, um verschiedene Optionen gegeneinander abzuwägen.

Mit gültigen Kostenfunktionen für die Komponenten und Erfahrungswerten für die Errichtung können die Investitionen ermittelt werden. Anhand der Prognose der Erlösmöglichkeiten können das Betriebsregime und damit die Betriebskosten abgeschätzt werden. Auf diese Weise kann eine wirtschaftlich optimale Auslegung angestrebt werden. Dabei entsprechen die zu tätigenen Investitionen der Einstiegshürde in eine bestimmte Kraftwerkstechnologie und sind somit letztlich dem unternehmerischen Risiko gleichzusetzen. Allerdings ist es umso schwieriger, eine belastbare Aussage zu den zu tätigenen Investitionen zu treffen, je geringer der Entwicklungsstand der Schlüsseltechnologie ist.

Demgegenüber werden die Betriebskosten bei fossil befeuerten Kraftwerken durch den Einsatz beeinflusst und sind insbesondere brennstoffgetrieben. Hingegen wird der Einsatz vor allem fossil befeuerter Kondensationskraftwerke, abgesehen von Maßnahmen der Übertragungsnetzbetreiber zur Sicherung der Systemstabilität, durch die spezifischen variablen Betriebskosten je produzierter Einheit elektrischer Energie durch das sog. Merit-Order-Prinzip bestimmt [1, 2]. Die variablen spezifischen Betriebskosten ihrerseits hängen im Wesentlichen vom Beschaffungspreis des zum Einsatz kommenden Brennstoffs (inkl. CO₂-Zertifikate) sowie vom elektrischen Nettowirkungsgrad ab.

Aus diesem Grund ist es gerechtfertigt, den elektrischen Wirkungsgrad¹ in der Phase des Standortscreenings und der Machbarkeitsstudie für potenzielle Kraftwerksneubauten insbesondere aber auch im Bereich der Forschung und Entwicklung von neuen auf fossilen Brennstoffen basierenden Kraftwerkstechnologien als vorrangiges Bewertungskriterium heranzuziehen, um das Potenzial der verschiedenen Varianten bzw. Technologien miteinander zu vergleichen.

¹ Im Fall von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen ist der elektrische Wirkungsgrad unter Bilanzierung des Stromverlusts durch die Wärmelieferung eine sinnvolle Vergleichsgröße.

Um den elektrischen Wirkungsgrad einer Prozessvariante vor deren Realisierung zu ermitteln, ist ein mathematisches Modell, das alle wirkungsgradrelevanten Merkmale der Prozesstopologie und der Komponenten dieser Variante abbildet, zu erstellen. Durch Simulation, d. h. durch Lösung des aufgestellten mathematischen Problems, werden Ergebnisse erhalten, aus denen der elektrische Wirkungsgrad bestimmt wird. In aller Regel erfolgt dies heutzutage durch numerische Computersimulationen in für diese Aufgabe spezialisierter Software. Üblicherweise erfolgt die Bewertung der Entwicklungsoptionen durch den Vergleich der relevanten Größen, die jeweils durch Modellierung und Simulation erhalten wurden, mit einem Referenzprozess.

Zusätzlich zum elektrischen Wirkungsgrad sind vor dem Hintergrund der globalen Klimaschutzbestrebungen durch Reduktion der CO₂-Emissionen an die Atmosphäre die spezifischen CO₂-Emissionen je erzeugter Einheit elektrischer Energie eine ebenfalls wichtige Vergleichsgröße.

In der praktischen Anwendung werden vor allem oftmals im Forschungs- und Entwicklungsbereich Vergleiche angestellt, ohne dass die zum Erhalt der Ergebnisse zugrundeliegenden Randbedingungen und Parameter, Modellansätze oder gar der Kraftwerkstechnologie kritisch auf Gültigkeit und Vergleichbarkeit geprüft werden. Dies kann im ungünstigsten Fall zur ungerechtfertigten Auswahl einer bestimmten Variante einer zu planenden Anlage bis hin zur ungerechtfertigten Bevorzugung oder Vernachlässigung von ganzen Technologieentwicklungszweigen in der Forschung führen.

1.1 Stand der Technik

Die Bemühungen, der globalen Klimaerwärmung entgegenzuwirken, resultieren vor allem in Bestrebungen anthropogene atmosphärische CO₂-Emissionen zu vermindern. Einerseits führt die Verbrennung fossiler Brennstoffe zur Stromerzeugung weltweit zu einem wesentlichen Anteil dieser Emissionen. Andererseits kann die Versorgungssicherheit mit elektrischem Strom aus fossil befeuerten Kraftwerken verhältnismäßig kostengünstig gewährleistet werden. Trotz der Bestrebungen, aus der Kohleverstromung auszusteigen, ist aus diesem Grund auch in den nächsten Dekaden eine weitere weltweite Nutzung dieser Kraftwerkstechnologie absehbar [3].

Um die spezifischen CO₂-Emissionen an die Atmosphäre fossil befeuerter Kraftwerke je Einheit produzierter Elektroenergie zu reduzieren, werden Forschungs- und Entwicklungsarbeiten durchgeführt, die zum einen die Maximierung des elektrischen Wirkungsgrads zum Ziel haben und zum anderen die Abtrennung und Speicherung des CO₂. Letzt-

genannte Entwicklungsrouten lässt sich feiner in die drei Technologierouten der Brennstoffdekarbonisierung vor der Verbrennung (Pre-Combustion-CO₂-Abtrennung), der Prozesse mit Aufkonzentration von CO₂ durch Fernhalten des Stickstoffs aus der Verbrennungsluft (Oxyfueltechnologie) und der konventionellen Kraftwerksprozesse mit nachgeschalteter Rauchgaswäsche (Post-Combustion-CO₂-Abtrennung) unterteilen.

Um diese Technologieoptionen zu entwickeln und zu untersuchen, wurden in der Vergangenheit und werden auch weiterhin eine Vielzahl von Forschungsprojekten und Entwicklungsstudien durchgeführt. Allerdings existieren relativ wenige belastbare Studien, die den Vergleich verschiedenster Technologien als Hauptschwerpunkt haben. Die weitaus größte Zahl der Vergleichsstudien wird im Rahmen von Projekten, die eine einzelne Technologieoption im Detail erforschen, angefertigt und veröffentlicht, um die Vorteile der neuen Technologie oder der neuen Prozessführung gegenüber dem Stand der Technik oder gegenüber alternativen Lösungen zu quantifizieren. Bei genauerer Prüfung dieser Arbeiten ergibt sich oft eine unpassend gewählte Vergleichsbasis (Referenzprozess) für den eigentlich im Fokus der Untersuchungen stehenden Prozess. Darüber hinaus werden unterschiedliche Parameter, Randbedingungen oder Teilprozesse angesetzt, die nicht direkt im Zusammenhang mit der eigentlichen technologischen Neuerung stehen. Weiterhin werden oft bei Technologien, die sich noch im frühen Entwicklungsstadium befinden, häufig idealisierte Annahmen getroffen oder Effekte vernachlässigt, die sich später als deutlich zu optimistische Einschätzung der Technologie herausstellen. Zudem werden bei dem Vergleich der Ergebnisberichte oft sehr weit auseinanderliegende Aussagen hinsichtlich des Potenzials des elektrischen Wirkungsgrads getroffen.

Ein Beispiel für eine reine Vergleichsstudie ist die im Jahr 2003 im Rahmen des COORETEC-Programmes im Auftrag des heutigen Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) erstellte Studie [4]. Nach damaligem Kenntnisstand wurden die aussichtsreichsten Technologien zur Verminderung der CO₂-Emissionen identifiziert und u. a. auch hinsichtlich ihres elektrischen Wirkungsgrads gegenübergestellt. Beim Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerk (GuD-Kraftwerk) wurden beispielsweise für das Jahr 2020 zum einen elektrische Wirkungsgrade von über 70 % und zum anderen von weniger als 65 % vorausgesagt. Diese Werte lassen sich mit ein und derselben Prozessführung in einem Simulationsmodell bestimmen. Jedoch müssen dazu sehr unterschiedliche Komponentenparameter angesetzt werden, die bei der Realisierung einer solchen Anlage einen herausragenden Unterschied in der Gasturbinentechnologie bedeuten würden. Der derzeit maximal erreichte Wirkungsgrad eines ausgeführten GuD-Kraftwerks wird am französischen Standort Bouchain mit 62,22 % verzeichnet [5]. Für die Entwicklung des kohlebefeuernden Dampfkraftwerks im gleichen Zeithorizont werden in jener Studie

elektrische Wirkungsgrade von bis zu 55 % genannt. Bei der Recherche zu der zugrundeliegenden Berechnung ergab sich, dass es sich hier nur um den aus dem spezifischen Dampfverbrauch der Dampfturbine bestimmten Wirkungsgrad handelt. Offenbar wurden weitere Verluste, vor allem die des Dampferzeugers, vernachlässigt.

Solche Abweichungen in den Randbedingungen, den Prozess- und den Komponentenparametern haben nicht nur signifikante Abweichungen im berechneten Wirkungsgrad zur Folge, sie können auch entscheidenden Einfluss auf die generelle technische Machbarkeit oder zumindest auf die zu tätigen Investitionen und die laufenden Betriebskosten haben, sodass die Wirtschaftlichkeit in doppeltem Maße beeinflusst wird. Allgemeinere Beispiele sind, dass nahezu identische Komponenten mit unterschiedlichen Modellparametern belegt werden, welche die thermodynamische Komponentengüte festlegen (z. B. der isentrope Wirkungsgrad von Dampfturbinen).

In der Literatur finden sich weiterhin vergleichende Studien über mehrere Prozesse, u. a. in [6–8], von denen die Arbeiten in [7] bzw. [8] wohl die relevantesten dieser Art sind. Darin werden diverse Prozesse der Technologierouten Pre-Combustion- und Post-Combustion-CO₂-Abtrennung, Oxyfuel-Kraftwerksprozesse sowie Brennstoffzellen-Prozesse miteinander verglichen, wobei sich der Verfasser auf in der Literatur veröffentlichte Untersuchungsergebnisse stützt. Diese Untersuchungsergebnisse stammen aus diversen Studien, basieren somit auf individuellen Annahmen der jeweiligen Forscher und gelten für unterschiedliche Randbedingungen. Um dennoch ein gewisses Maß an Vergleichbarkeit herzustellen, werden linearisierte Zusammenhänge z. B. zwischen Randbedingungen und Wirkungsgraden verwendet, um die unterschiedlichen Studien auf eine annähernd gleiche Basis zu stellen. Dabei handelt es sich um eine erhebliche Vereinfachung der realen Zusammenhänge. Änderungen im Wasser-/Dampfkreislauf durch den Einsatz einer CO₂-Abtrennungs- und Speichertechnologie werden zudem nicht adäquat berücksichtigt. Der Oxyfuel-Kraftwerksprozess für Kohle wird aufgeführt, aber nicht detailliert betrachtet. Die Möglichkeit der CO₂-Emissionsvermeidung durch Ausschöpfen der Wirkungsgradpotenziale von GuD-Kraftwerk und Dampfkraftwerk wird erwähnt, aber ebenfalls nicht detaillierter untersucht. Eigene Modellierungen aller Prozesse unter gleichen Randbedingungen und mit gleichbleibendem Detaillierungsgrad werden nicht durchgeführt.

Die 2008 gegründete Arbeitsgruppe „European Benchmarking Task Force“ (EBTF), die sich aus Teilnehmern der drei Forschungsprojekte DECARBit, CAESAR und CESAR zur Untersuchung der CO₂-Abtrennung und -Speicherung (Carbon Capture and Sequestration, CCS) zusammensetzt und deren Vorhaben auf den Arbeiten der Europäischen Projekte ENCAP, DYNAMIS, CASTOR und CACHET basiert, möchte durch ihre Aktivitäten die

Vergleichbarkeit der Projektergebnisse der genannten aber auch anderer CCS-Forschungsprojekte sicherstellen [9–11]. Darauf aufbauend erfolgten weitere Veröffentlichungen wie z. B. [12, 13].

In den Berichten [9–11] werden neben Randbedingungen für die Bestimmung von Stromgestehungskosten Angaben zu technischen Parametern wie Umgebungsbedingungen², Einsatzstoffen, Rauchgasreinigungstechnologien zur Einhaltung festgelegter Emissionsgrenzwerte, Grädigkeiten und Druckverlusten in Wärmeübertragern sowie Wirkungsgraden von Strömungsmaschinen und von elektrischen Antrieben zusammengestellt. Beispielsweise erfolgt die Angabe von festen Werten des isentropen Wirkungsgrads für die Teil-Dampfturbinen (Hochdruck, Mitteldruck und Niederdruckteil), was vor allem für den Niederdruckteil eine sehr starke Vereinfachung darstellt, da so keinerlei Einfluss der Einsatzbedingungen der Dampfturbine vor allem am sog. kalten Ende berücksichtigt wird. Zudem wird der MD-/ND-Dampfturbinen-Trenndruck nicht angegeben, sodass sich hier ein größerer Ergebniseinfluss ergeben kann.

Darüber hinaus wird im Bericht [10] eine Zahlenwertgleichung zur Bestimmung des elektrischen Eigenbedarfs zur Sauerstoff- und Stickstoffbereitstellung vorgeschlagen, die z. B. für einen Oxyfuel-Kraftwerksprozess, der mit Sauerstoff nahe dem Umgebungsdruck versorgt werden kann, nicht gültig ist, da die angegebene Gleichung für einen Produktsauerstoffdruck von mehr als 2,38 bar gilt. Zudem wird durch diese Art der Definition nicht festgelegt, welches Verdichtungsverfahren bei der Sauerstoffgewinnung eingesetzt wird. Dadurch sind auf dieser Basis Abwärme-Integrationsstudien ausgeschlossen.

In dem Bericht „European best practice guidelines for assessment of CO₂ capture technologies“ [11] wird die Herangehensweise der EBTF erläutert und anhand von drei Testfällen – einem 800 MW steinkohlebefeuelten Dampfkraftwerk, einem steinkohlebefeuelten GuD-Kraftwerk mit integrierter Kohlevergasung, also einem Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC), sowie einem erdgasbefeuelten GuD-Kraftwerk – demonstriert. Jeder dieser Kraftwerksprozesse wird jeweils in einer Variante mit und ohne CO₂-Abtrennung betrachtet. Die Ergebnisse von zwei der bearbeitenden Partner des Projektkonsortiums zeigen allerdings, dass nicht mit identischen Parametern simuliert wurde und sich dadurch Ergebnisunterschiede ergeben. Im Bericht werden die Unterschiede für das kohlebefeuelte Dampfkraftwerk als nicht signifikant bewertet. Im Fall des IGCC-Kraftwerks wird eine Korrekturrechnung mit Änderung der wesentlichsten Parameter zur Verbesserung der Vergleichbarkeit präsentiert. Allerdings ergeben sich dennoch deutliche Differenzen in dem elektrischen Eigenbedarf der Prozesse. An dieser Stelle wird

² Diese entsprechen den Umgebungsbedingungen für Gasturbinen-Abnahmeversuche nach ISO 2314 [14].

im Bericht auf die nicht ausreichende Dokumentation zur Eingrenzung der Ursache dieser Unstimmigkeiten hingewiesen.

Bei den erdgasbefeuelten GuD-Kraftwerken erfolgt kein Vergleich, da von unterschiedlicher Prozesstopologie ausgegangen wird. Während ein Teilprojekt von einer Konfiguration mit zwei Gasturbinen- und einer Dampfturbinenanlage ausgeht, wird in dem anderen eine Konfiguration mit einer Gasturbinen- und einer Dampfturbinenanlage gewählt.

Der Bereich „System Engineering & Analysis“ des National Energy Laboratory (NETL) des US Department of Energy (DOE) veröffentlicht Referenzstudien zur Nutzung fossiler Brennstoffe zur Stromerzeugung [15–19] aber auch zur Herstellung flüssiger Brennstoffe [20], synthetischem Erdgas sowie Ammoniak [21] aus Kohle jeweils mit und ohne CO₂-Abtrennung und -Speicherung. Bei den Kraftwerkstechnologien werden erdgasbefeuelte GuD-Kraftwerke auf Grundlage von Gasturbinenanlagen der F-Klasse, stein- und braunkohlebefeuelte Dampfkraftwerke mit trockenentastchter Staubfeuerung sowohl mit unterkritischen als auch überkritischen (z. T. fortschrittlichen überkritischen, d. h. ca. 650 °C und 275 bar) Dampfparametern sowie IGCC-Kraftwerke³ untersucht. Für Braunkohle wird zusätzlich die zirkulierende Wirbelschichtfeuerung mit überkritischen Dampfparametern betrachtet. Für die CO₂-Abtrennung wird bei dem erdgasbefeuelten GuD-Kraftwerk und den steinkohlebefeuelten Dampfkraftwerksprozessen der aminbasierte Shell-Cansolv-Prozess, bei den braunkohlebefeuelten Dampfkraftwerken der Econoamine-Plus-Prozess des Anbieters Fluor und bei den IGCC-Kraftwerken der Selexol-Abtrennungsprozess simuliert.

Ziel dieser Studien ist, ähnlich wie bei den Aktivitäten der zuvor genannten EBTF, vor allem die Bestimmung der Stromgestehungskosten der jeweiligen Technologie, wobei die thermodynamischen Berechnungen zur Wirkungsgradbestimmung eine wesentliche Grundlage bilden. Zudem werden auch Aussagen über die Emissionen von Stickoxiden, Schwefeloxiden, Staub und Quecksilber getroffen. Diese Arbeiten sollen durch Anwendung einer einheitlichen Auslegungsbasis sowie Untersuchungsmethodik sowohl dem Vergleich der untersuchten Technologien, als auch als Ausgangsbasis für weitere Forschungsaktivitäten im Bereich der CO₂-Abtrennung und -Speicherung dienen [20].

³ Es werden die Typen des trockenbeschickten Vergasers der Firma Shell, des slurrybeschickten E-Gas™-Vergasers der Firma CB&I und verschiedene Varianten des slurrybeschickten General Electric Engery Vergasers untersucht.

Die Referenzstudien wurden auf Grundlage der ebenfalls vom NETL veröffentlichten Richtlinien „Quality Guidelines for Energy System Studies“ [22–31] bzw. deren Vorgängerdokumenten erstellt.⁴ In diesen Dokumenten werden die anzuwendende Methodik und einige Ansätze zur Kostenschätzung in [23–26] sowie Brennstoffpreise in [27] angegeben. Zudem werden Angaben zu Umgebungsbedingungen verschiedener Standorte, Vorgaben der anzuwendenden Stoffwertemodelle sowie Prozessparameterwerte oder -bereiche der Kraftwerkskomponenten zur Anfertigung der Simulationsstudien gemacht [28]. Brennstoffdefinitionen sind in [29] und [30] gegeben, wobei für die Untersuchungen in den Referenzstudien als Auslegungsgrundlage für Steinkohle die hochschwefelhaltige Kohle „Illinois No. 6“ und für Braunkohle⁵ „Montana Rosebud, PRB Area D“ und die stark natriumhaltige Braunkohle „Beulah-Zap“ aus North Dakota herangezogen werden. Für die Prozesse mit CO₂-Abtrennung werden Angaben zu den CO₂-Reinheitsanforderungen in [31] gemacht, während die physikalischen Anforderungen des zu speichernden CO₂-Produktstroms in [22] definiert werden. Die generelle Vorgehensweise und Dokumentationsanforderungen sind zudem in [22] angegeben. Zur Durchführung der Modellierungs- und Simulationsarbeiten wird der kommerzielle Simulator AspenPlus® eingesetzt. Offenbar sind die Vorgaben einiger Parameterwerte der üblichen Parametrisierung in dieser Software geschuldet. Detaillierte Erklärungen zur Modellierung und Definitionen zur Parametrisierung der einzelnen Teilprozesse erfolgen nicht.

Obwohl die Referenzstudien und vor allem die Erstellungsrichtlinien im Vergleich zum Praxisbeispiel dieser Arbeit teilweise sehr ähnliche Ziele verfolgen, zeigt sich anhand der Ergebnisse der Fokus auf den US-Markt. Trotz der sehr umfangreichen Dokumentation der Referenzstudien werden nicht alle notwendigen Details im Sinne der Wiederholbarkeit oder zumindest der Nachvollziehbarkeit der Modellierung angegeben. Beispiele hierfür sind fehlende Angaben zu den Einspritzmassenströmen zur Regelung der Überhitzer- und Zwischenüberhizertemperaturen sowie die Dampfturbinenwirkungsgrade, welche nur als Wertebereich in einem der Richtliniendokumente [28] angegeben werden. Im Hinblick auf einen direkten Technologievergleich bzw. ein Technologiebenchmarking mit Bezug auf den elektrischen Wirkungsgrad sind die Referenzstudien untereinander nur eingeschränkt nutzbar, da z. B. große Unterschiede in den Umgebungsbedingungen, begründet durch unterschiedliche Standortwahl, vorliegen.

⁴ Überarbeitungen der Referenzstudien, vor allem jener mit weiter in der Vergangenheit liegendem Veröffentlichungsdatum, sind in [32] angekündigt.

⁵ Beide Braunkohlesorten weisen gegenüber den Braunkohlen in den deutschen Revieren einen deutlich höheren Heizwert von 19,1 bzw. 14,8 MJ/kg infolge eines höheren Gehalts an verbrennlichen Bestandteilen und vor allem infolge geringerer Wassergehalte auf.

1.2 Ziel und Aufbau der Arbeit

Mit der vorliegenden Arbeit soll ein Beitrag zur Verbesserung der Vergleichbarkeit, der Realitätsnähe und Reproduzierbarkeit von Ergebnissen bei der Anfertigung von Studien zur Bewertung von Technologieentwicklungsoptionen mit besonderem Fokus auf fossil befeuerte Großkraftwerke, welche mit dem Werkzeug „Modellierung und Simulation“ erzielt werden, geleistet werden. Die Entwicklung einer Herangehensweise und die Schaffung einer übertragbaren Vergleichsbasis, mit Hilfe derer solche Vergleichsstudien durchgeführt werden können, stellt das übergeordnete Ziel dar. Die Methodik soll dabei gleichzeitig möglichst praxisorientiert sein.

Somit sind die wesentlichen Teilziele dieser Arbeit der Aufbau einer allgemeingültigen Methodik zur Erstellung von Vergleichsstudien und die konsequente Anwendung dieser Methodik auf ein gewähltes Praxisbeispiel. Dabei steht die Fortentwicklung und Optimierung einzelner Technologieoptionen nicht im Vordergrund. Vielmehr ist der Vergleich der zu betrachtenden Kraftwerksprozesse unter realitätsnahen, vergleichbaren Bedingungen Untersuchungsgegenstand.

Dabei wird, basierend auf Erfahrungen, auf mögliche Fehlinterpretationen oder Verwechslungen hingewiesen, um damit eine Sensibilisierung für den verantwortungsvollen Umgang mit dem Werkzeug der Modellierung und Simulation aber auch mit den daraus erhaltenen Ergebnissen zu erzielen. Da Entwicklungsoptionen grundsätzlich von einem Ausgangspunkt – dem Stand der Technik – zu betrachten sind, ist die gleichzeitige Dokumentation des aktuell neuesten Standes der Technik fossil befeuerter Großkraftwerke ein weiteres Teilziel dieser Arbeit.

In Kapitel 2 wird durch einen Exkurs zu den Grundlagen der Verwendung von Modellierung und Simulation sowie durch Nennung von typischen Gründen für Schwierigkeiten in der praktischen Anwendung eine allgemeingültige Sichtweise zur Erstellung von Vergleichsstudien abgeleitet. Diese soll als Richtschnur dienen, um die grundlegende Herangehensweise auch auf andere Anwendungsfälle, die nicht in dieser Arbeit behandelt werden, zu übertragen.

Zur praktischen Anwendung wird eine Vergleichsstudie von kohlebefeuernden Dampfkraftwerksprozessen und erdgasbefeuernden GuD-Kraftwerksprozessen durchgeführt. Dazu werden vorbereitend in Kapitel 3 für die Durchführung der Simulationen alle erforderlichen Definitionen und Festlegungen gemäß der hierarchischen Detaillierung der Gesamtprozessmodelle vorgenommen. Dabei werden nicht nur die Bilanzgrenzen, Parametrisierungen und Teilprozessmodelle sowie weitere Festlegungen formuliert, sondern

auch die Ergebniskenngrößen definiert und diskutiert. Zur Verbesserung der Nachvollziehbarkeit und zur Vereinfachung der Wiederholbarkeit der Untersuchungen werden zusätzlich weitere Zwischenergebnisgrößen bestimmt und angegeben. Darüber hinaus werden in Kauf genommene oder bewusst vorgenommene Vereinfachungen oder Vernachlässigungen beschrieben.

In Kapitel 4 erfolgt die Durchführung am praktischen Beispiel einer Technologievergleichsstudie. Zunächst werden die Topologie und die vollständigen Parametersätze der zur Untersuchung ausgewählten Kraftwerksprozesse sowie der daraus erhaltenen Simulationsergebnisse dargestellt. Für den Vergleich werden bei den Dampfkraftwerksprozessen die größten gemäß dem aktuellen Stand der Technik ausgeführten Braun- und Steinkohlekraftwerke mit einer elektrischen Bruttoleistung von 1100 MW als Basisprozess definiert. Darauf aufbauend werden Wirkungsgradsteigerungsmaßnahmen durch Steigerung der Frischdampfparameter auf 700 °C und 350 bar untersucht. Im Fall des braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerksprozesses wird, ausgehend vom Stand der Technik, zusätzlich der wirkungsgradsteigernde Effekt einer integrierten Braunkohlevortrocknung in einer Dampfwirbelschicht betrachtet. Die erdgasbefeuchten GuD-Kraftwerksprozesse werden auf Basis der F- und H-Klassen-Technologie untersucht.

Zur Berücksichtigung von Möglichkeiten zur weitergehenden CO₂-Emissionsreduktion werden für das steinkohlebefeuchte Dampfkraftwerk die CO₂-Abtrennungstechnologien auf Grundlage der Oxyfueltechnologie sowie der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung modelliert und simuliert. Dabei wird die Speicherung und keine weitere Nutzung (Re-Use) des Abgetrennten CO₂ unterstellt. Das Prinzip der Oxyfueltechnologie zielt auf die möglichst hohe Aufkonzentration des CO₂ in den Rauchgasen durch entsprechende Verbrennungsführung mit (nahezu) reinem Sauerstoff als Oxidator. Eventuell verbleibende, unerwünschte Restbestandteile müssen vor Transport und Speicherung des CO₂ in einer weiteren Behandlungseinheit entfernt werden. Bei der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung wird das CO₂ erst am Ende des gewöhnlichen Verbrennungsvorgangs und nach Durchlaufen der üblichen Rauchgasreinigungsschritte in einem weiteren Teilprozess aus den Rauchgasen abgetrennt. In dieser Arbeit wird die nasschemische Abtrennung mit Hilfe von Monoethanolamin betrachtet.

Als zusammenfassende Vergleichsgrößen werden in erster Linie der elektrische Nettowirkungsgrad sowie die spezifischen CO₂-Emissionen herangezogen. Abschließend werden die erhaltenen Ergebnisse der Vergleichsstudie zusammenfassend gegenübergestellt und diskutiert.

Schließlich wird die Arbeit in Kapitel 5 zusammengefasst.

2 Methodik

Zur Darstellung und Begründung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und an einem Beispiel erprobten Methodik, erfolgt zunächst ein Exkurs zu den Grundlagen der Verwendung des Werkzeugs Modellierung und Simulation. Dabei wird zuerst auf den allgemeinen Sinn und Zweck von Simulationsarbeiten eingegangen und anschließend eine Klassifizierung der Simulationszwecke vorgenommen. Darüber hinaus werden Gründe für die Probleme bei der Ausführung von Simulationsstudien in der Praxis gegeben.

Vor diesem Hintergrund wird schließlich ein Leitsatz zur Durchführung von Vergleichsstudien formuliert, der den Kerngedanken der Vorgehensweise dieser Arbeit bildet. Abrundend wird auf erwähnenswerte Einzelheiten der Arbeitsmethodik bei der Erstellung der Technologievergleichsstudie eingegangen.

2.1 Grundlagen zur Verwendung von Modellierung und Simulation

Im wissenschaftlichen bzw. technischen Sinne handelt es sich bei einem Modell um ein vereinfachtes und im Allgemeinen idealisiertes Abbild eines Teils der Realität.

VDI 3633 [33] definiert Systemsimulation als „... das Nachbilden eines Systems mit seinen Prozessen in einem experimentierbaren Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind...“.

Simulationen werden eingesetzt, um Zusammenhänge oder Geschehnisse zu verstehen oder nachzuvollziehen (z. B. bei Schadensfällen), das Verhalten eines Systems vorherzusagen oder Informationen zu physikalischen Größen zu erhalten, die messtechnisch nicht erfasst wurden bzw. werden oder sogar nicht erfassbar sind. Darüber hinaus wird eine Vielzahl von Simulationen vorgenommen, die auf Simulationsmodellen basieren, die kein Abbild der vergangenen oder gegenwärtigen Realität darstellen. Mit Hilfe des Werkzeugs Modellierung und Simulation lassen sich Aussagen und Erkenntnisse von Systemen vor deren Ausführung in der Wirklichkeit erlangen und somit Vorhersagen treffen. Beispielsweise kann dies für eine Potenzialabschätzung einer neuen Technologie, in der Konzeptfindungs- oder Planungsphase einer neu zu errichtenden Anlage oder bei der Modifikation oder Betriebsoptimierung einer existierenden Anlage von Nutzen sein. Somit können real-physikalische Experimente reduziert oder ggf. ganz vermieden werden, was üblicherweise relativ hohe Kosten- und deutliche Zeitersparnisse ermöglicht.

In dieser Arbeit werden sowohl bereits in der Wirklichkeit ausgeführte Kraftwerksprozesse des Standes der Technik als auch solche, die nur eine mögliche Prozessgestaltung darstellen, stationär modelliert. Letztere Modelle stellen also eine Prognose auf eine möglicherweise in der Zukunft verwirklichte Anlage dar.

Obwohl für die Analyse einer Problemstellung durch Simulation ein Modell und im Genaueren ein Simulationsmodell Voraussetzung ist, wird im deutschen Sprachraum oftmals zusammenfassend nur von Simulation bzw. Simulierung gesprochen. Um dem grundlegend erforderlichen und damit wesentlichen Schritt der Erstellung eines Simulationsmodells vor der eigentlichen Simulation Rechnung zu tragen und genügend Gewicht zu verleihen, wird in der vorliegenden Arbeit stets genauer zwischen Modellierung und Simulation unterschieden bzw. beide Begriffe in Kombination verwendet.

Unter dem Begriff Modellierung bzw. Modellbildung wird in dieser Arbeit das Aufstellen eines mathematischen Abbildes der Realität (oder einer möglichen Realität) zur Simulation für einen bestimmten Untersuchungszweck verstanden. Vereinfachend handelt es sich also um die Zusammenstellung der mathematischen Gleichungen geeigneter physikalischer Modelle zur Beschreibung der zu untersuchenden Fragestellung in einem Gleichungssystem.

Mit dem Begriff Simulation wird im Rahmen dieser Arbeit die Analyse des Systems unter Einschluss aller aus der Modellbildung stammenden Ungenauigkeiten abgegrenzt. Technisch gesehen handelt es sich bei der Simulation dementsprechend um die mathematische Lösung des Gleichungssystems, welches durch Belegung mit entsprechenden Parametern aus der Modellbildung stammt.

Bei der Nutzung des Werkzeugs „Modellierung und Simulation“ wird folgender Weg ausgehend von der zu beantwortenden Fragestellung beschritten:

1. grundlegende Analyse des zu simulierenden Systems
2. Umsetzung in ein Gedankenmodell
3. Entwicklung eines simulationsfähigen mathematischen Modells, in der Regel unter Zuhilfenahme eines Softwarewerkzeugs
4. Durchführung der eigentlichen Simulationen, aus denen das finale Untersuchungsergebnis entsteht

Dieser Weg ist üblicher Weise iterativ, um die Plausibilisierung, Verifikation und ggf. Validierung des bis dahin entstandenen Teilmodells vorzunehmen und so mögliche Fehler in der softwaremäßigen Implementierung effektiv erkennen und beheben zu können.

Allein aus diesem Definitionsversuch der Begriffe Modellierung und Simulation lassen sich zwei Konsequenzen ableiten:

1. Es können keine Effekte analysiert werden, die nicht modelliert wurden.
2. Es müssen nicht nur die Modellparameter, sondern auch die Modelle selbst klar definiert sein, um die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse sicherzustellen.

Zur Verdeutlichung des zweiten Punktes sei beispielhaft auf die Modellierung des Dampfturbinenwirkungsgrads hingewiesen. Hierzu existieren diverse Definitionen, die sich z. B. hinsichtlich der Berücksichtigung der kinetischen Energie der Dampfströmung am Eintritt und Austritt der Dampfturbine unterscheiden. Weiterhin kann statt des üblichen Vergleichsprozesses der isentropen eine polytrope Entspannung herangezogen werden. Damit wird deutlich, dass die reine Wertangabe des Dampfturbinenwirkungsgrads zum Nachvollziehen einer Berechnung bzw. zur Bewertung der Vergleichbarkeit nicht ausreichend ist. Vielmehr wird auch die Information benötigt, welches Wirkungsgradmodell zugrunde liegt. In Abschnitt 3.6.1 wird an dem Beispiel der Verbrennungsluftansaugung aus dem Kesselhaus im Vergleich zur Außenluftansaugung deutlich, dass sich unter Umständen sogar aufgrund der Wirkungsgraddefinition konträre qualitative Aussagen ergeben können.

An dieser Stelle sei noch auf die Begriffsbestimmungen im Anhang A.1 verwiesen, die vor allem der Vermeidung von Missverständnissen bei der Verwendung von Begriffen in dieser Arbeit dienen sollen.

Wie eingangs erwähnt, ist ein wesentlicher Anspruch des Werkzeugs „Modellierung und Simulation“, Aussagen zu spezifischen Fragestellungen zu schaffen, die sich auf die Wirklichkeit übertragen lassen. Es ist also eine ausreichende Realitätsnähe zu gewährleisten, während die Idealisierung und die Vereinfachung des Systems ebenfalls aus praktischen Gründen unabdingbar sind, um ein auf den Untersuchungszweck zugeschnittenes Modell zu entwerfen. Das Einfachheitsprinzip „Nicht so genau wie möglich, sondern so genau wie nötig“ gibt einen grundlegenden, wenn auch nicht spezifisch anwendbaren Hinweis auf die zu wählende Detailtiefe des Modells. Gleichzeitig wird ausgedrückt, dass die zu wählende Detailtiefe vom beabsichtigten Erkenntnisgewinn (d. h. Untersuchungszweck) abhängt. Gemäß diesem Prinzip und der Aufwand-zu-Nutzen-Abwägung ist also im Allgemeinen zu empfehlen, vom Groben in Richtung eines höheren Detaillierungsgrads zu arbeiten. So ergibt sich oftmals ein iteratives Vorgehen bei der Modellverfeinerung, um

den richtigen Detaillierungsgrad für die Fragestellung zu erreichen.⁶ Dieses Vorgehen wird auch in dieser Arbeit angewendet.

Für das Praxisbeispiel dieser Arbeit, einer Technologievergleichsstudie ausgewählter Entwicklungsoptionen der konventionellen Kraftwerktechnik, bedeutet dies, dass sich nur auf Grundlage realitätsnaher Abschätzungen faktenbasierte und belastbare Aussagen treffen lassen. Mit Hilfe solcher Aussagen lässt sich bestimmen, welche Prozesse innerhalb eines definierten Zeithorizontes am besten geeignet sind, die Ziele Klimaschutz, Versorgungssicherheit, Ressourcenschonung sowie Wirtschaftlichkeit miteinander zu vereinen. Daraus ergibt sich, dass nicht bei allen Schlüsselkomponenten oder wesentlichen Teilsystemen bzw. Komponenten des gesamten Energiewandlungsprozesses Parameterwerte an der Grenze der technischen oder technisch-wirtschaftlichen Machbarkeit angesetzt werden sollten. Vielmehr sollten sie zumindest mit zeitlich parallellaufenden Forschungsbestrebungen der neuen Schlüsselkomponenten im Abgleich stehen. Werden die Untersuchungsergebnisse verschiedener Forscher bzw. Forschungsgruppen nicht auf eine gemeinsame Basis gestellt, kann es zu Fehleinschätzungen und zur ungerechtfertigten Bevorzugung von Technologien kommen. Unabhängig von den bis dahin entstandenen Kosten sind so u. U. drastische negative Tendenzen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit zu erwarten.

Für technologievergleichende Studien, deren Ziel es ist, noch zu entwickelnde Technologien zu untersuchen, sollte daher folgender Leitsatz Anwendung finden:

„Grundsatz sollte sein, nicht das maximal vorstellbare, sondern höchstens das maximal sinnvoll realisierbare für eine Zukunftsprognose anzunehmen!“

Dies betrifft zum einen die Wahl der Werte der Modellparameter, zum anderen aber auch die Verschaltungskomplexität des Gesamtprozesses (Topologiekomplexität). Letztere sollte unter Berücksichtigung der Kosten⁷, der Verfügbarkeit sowie der Bedienbarkeit der jeweiligen Anlage einen nicht zu hohen Integrationsgrad aufweisen.

⁶ Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass in der praktischen Anwendung Teilmodelle, die eigentlich einen zu hohen Detaillierungsgrad aufweisen, in der Regel nur dann wieder vereinfacht werden, wenn sie einen negativen Einfluss auf den Untersuchungsablauf (üblicherweise einen erhöhten Zeitbedarf bei der Simulation) haben.

⁷ Dazu sei im Kontext von Wärmerückgewinnungsmaßnahmen darauf hingewiesen, dass nicht nur die benötigten Wärmeübertrager, sondern auch die benötigten Rohrleitungen und Kanäle zur Strömungsführung deutliche Kostenpositionen darstellen. So wird in [34] für Chemieanlagen gezeigt, dass Rohrleitungen bis zu 20 % der gesamt zu investierenden Kapitalkosten ausmachen können. In [35] werden für Kraftwerke je nach Anwendungsfeld sowie Druck und Temperatur bis zu 40 % der reinen Ausrüstungskosten für die Verrohrung vorgeschlagen und nochmals 50 % für die Arbeitskosten zur Installation.

2.1.1 Anforderungen an Modellierung und Simulation

Abbildung 2.1 zeigt die wichtigsten der allgemeinen Anforderungen an das Werkzeug „Modellierung und Simulation“. Dabei ist zu beachten, dass sich diese indirekt beeinflussen können.

Obwohl die Modellierung und Simulation von Kraftwerksprozessen im Verhältnis zu Realexperimenten schnell und kostengünstig⁸ ist, sind die typischen Anforderungen bei der Durchführung von Simulationsstudien möglichst geringe Kosten und eine möglichst zeitnahe Beantwortung der Fragestellungen. Bei überzogenen Vorgaben solcher Projektanforderungen können die wesentlichen Anforderungen an die Qualität der Untersuchung – eine hohe Aussagekraft, Genauigkeit und Realitätsnähe sowie Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse – darunter leiden. Im Extremfall kann also das eigentliche Ziel des Projektes, weshalb die zu untersuchende Fragestellung mit Hilfe des Werkzeugs „Modellierung und Simulation“ angegangen werden sollte, verfehlt werden.

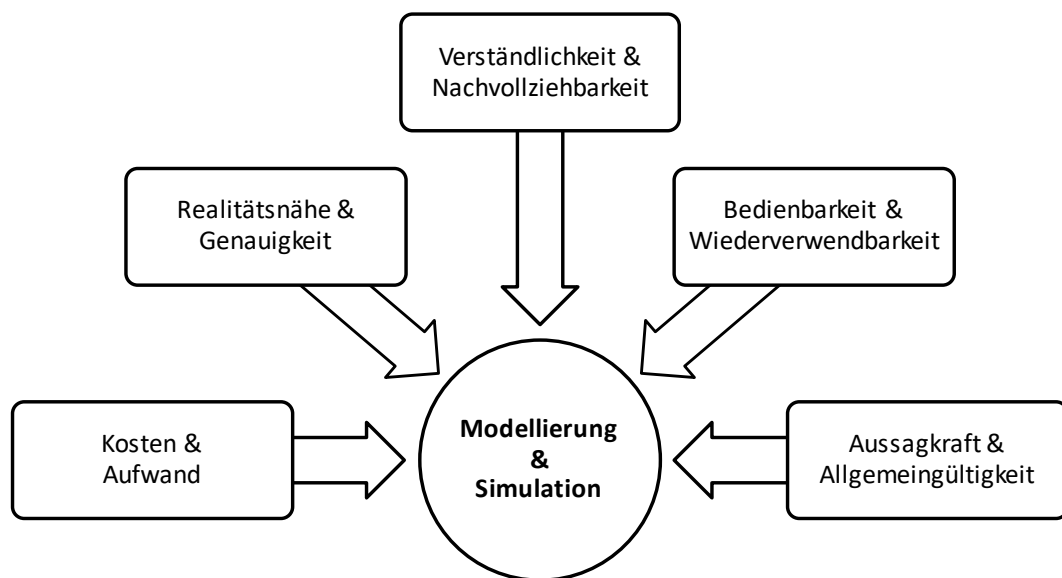


Abbildung 2.1: Allgemeine Anforderungen an das Werkzeug „Modellierung und Simulation“ im Umfeld der praktischen Anwendung

Unter dem Aspekt der Zeit- und Kostenersparnis ist die Wiederverwendung von Simulationsmodellen naheliegend. In der Praxis werden oft bereits vorhandene Modelle für neue Fragestellungen verwendet, ohne dass eine ausreichende Prüfung der Eignung für den

⁸ Bei der Realisierung ganz neuer Technologien ist natürlich eine angemessene Begleitung der Simulationen durch Realexperimente unumgänglich, um wesentliche und ggf. unerwartet auftretende Phänomene in den Modellen zu berücksichtigen bzw. die Gültigkeit der Modellierung zu belegen. Zur Risikominimierung wird typischer Weise in den Schritten von einer Laboranlage über Technikums-, Pilot- oder Demonstrationsanlagen zur ersten kommerziellen Vollanlage vorgegangen.

neuen Untersuchungszweck erfolgt. Im ungünstigsten Fall stellen sich die wiederverwendeten Modelle im Laufe der Arbeiten als ungeeignet heraus, und es folgt ein erhöhter, ungeplanter Aufwand zur Anpassung. Wird die Untersuchung dann noch zusätzlich von unerfahrenem Personal durchgeführt, kann möglicherweise die fehlende Eignung des bereits vorhandenen Modells gänzlich übersehen werden. Beispielsweise wird oft mit der Begründung argumentiert, dass ein Referenz-Kraftwerksprozess aus einem anderen Projekt bereits fertig modelliert vorliegt und dass nur Änderungen in Bezug auf die neue Fragestellung eingebunden werden müssen. Dadurch kann es leicht dazu kommen, dass wesentliche Anpassungen des eigentlichen Grundmodells, die eine Verzerrung des Untersuchungsergebnisses zur Folge haben, unterbleiben. Ein Beispiel dafür ist die Einbindung einer CO₂-Abtrennungseinheit bei der Post-Combustion-CO₂-Wäsche für ein Neubauprojekt ohne Anpassung der Dampfturbinenauslegung.

Die Aussagekraft der Simulationsergebnisse hängt zum einen stark von der Idealisierung und Vereinfachung der Modellierung (Realitätsnähe) und der Genauigkeit der Simulation und zum anderen auch von der sich aus der Aufgabenstellung ergebenden geforderten Allgemeingültigkeit ab. Um Aussagen zu einer spezifischen Anlage aus dem Simulationsergebnis zu erhalten, werden anlagenausführungsspezifische Modelle benötigt. Ausgehend von diesen, lassen darauf aufbauende Untersuchungen jedoch höchstens qualitative Rückschlüsse auf andere Anlagenausführungen zu. Ist das Simulationsmodell dagegen zu allgemeingültig gehalten, lassen sich die Ergebnisse ohne weiteren Modellierungs- und Simulationsaufwand nicht auf eine konkrete Anlage übertragen. Für Technologievergleichsstudien ist es daher eher zweckmäßig, Modelle zu verwenden, die auf eher typische Ausführungen referenzieren als auf spezielle.

Der Aspekt der Bedienbarkeit der Simulation wird im Wesentlichen durch die Ergonomie und die Programmführung der Modellentwicklungsumgebung des eingesetzten Simulations-Softwarepakets bestimmt. Auch in höher entwickelten Programmen lassen sich üblicherweise dieselben Teilsysteme mit dem gleichen Ergebnis auf unterschiedlichen Wegen modellieren und parametrieren. Es sollte sich für eine möglichst bedienungsfreundliche Variante der Modellierung des jeweiligen Teilsystems entschieden werden und diese möglichst bei allen benötigten Instanzen zur Bildung des zu modellierenden Gesamtsystems angewendet werden. Dieses Vorgehen ermöglicht neben einer verbesserten Bedienbarkeit auch eine Vereinfachung bezüglich der Verständlichkeit und der Nachvollziehbarkeit. Zudem kann unter Umständen der Dokumentationsaufwand ebenfalls reduziert werden. Das Bedenken der späteren Bedienbarkeit des Simulationsmodells bei der Modellerstellung ist oft ein Gesichtspunkt im Hinblick auf die Wiederverwendung von Modellen für weitere Untersuchungen.

In einigen Fällen stehen genauere oder realitätsnähere komplexe Modellierungen in Konkurrenz zu einfacheren, weiterverbreiteten oder leichter verständlichen Modellen. Ein Beispiel dafür ist die Verwendung der weitverbreiteten Peng-Robinson-Zustandsgleichung bei der Modellierung des Trennprozesses in Luftzerlegungsanlagen zur erforderlichen Beschreibung des Stoffwerteverhaltens im Zweiphasengebiet statt der wesentlich komplexeren, aber genaueren Gleichung nach *Bender*⁹[36]. Ein weiteres, praktisches Beispiel aus dem Gebiet der kraftwerksbezogenen Vergleichsstudien ist die Verwendung eines von den Einsatzbedingungen unabhängigen, konstanten und damit leicht zu dokumentierenden isentropen Wirkungsgrads des Niederdruckteils der Dampfturbine in [11]. Demgegenüber wird in dieser Arbeit der isentrope Wirkungsgrad abhängig von dem durchgesetzten Dampfvolumenstrom, also der Anlagengröße, sowie von der sich ergebenden Dampfnässe des zu entspannenden Dampfes modelliert.

Die oftmals bevorzugte Verwendung einfacherer statt komplexerer mathematischer Modelle wird ebenfalls durch die angestrebte Nachvollziehbarkeit bestimmt. Besonders bei (semi-)empirischen Teilmodellen stehen einfachere Modelle in Konkurrenz zu solchen, die eine für den benötigten Gültigkeitsbereich verbesserte Abbildungsgenauigkeit ermöglichen. Letztere sind jedoch durch eine größere Anzahl abhängiger Variablen und durch eine Vielzahl von Koeffizienten nicht einfach zu dokumentieren und nachzuvollziehen. Beispiele hierfür sind multivariate, nichtlineare Regressionsmodelle, die durch genetisch/evolutionäre Algorithmen gewonnen werden, künstliche neuronale Netze oder Ansätze, die durch maschinelles Lernen erzielt werden.

Grundsätzlich sollten

- der Untersuchungszweck und somit der beabsichtigte Erkenntnisgewinn unter Abwägung des Aufwands zur Implementierung,
- die Abschätzung des Ergebniseinflusses und
- nicht zu knapp gehaltene Projekt-Budgets

das Vorgehen bestimmen. Prinzipiell lässt sich der Ergebniseinfluss nur dann genau ermitteln, wenn die Implementierungen der fraglichen Varianten miteinander verglichen werden. Da dieses Vorgehen üblicherweise im Widerspruch zu einem geringen Aufwand steht, kann hier auf Erfahrungswerte vorangegangener Untersuchungen oder Schätzrechnungen zurückgegriffen werden. Ein weiteres probates Mittel ist die Sensitivitätsuntersuchung der fraglichen Parameter.

⁹ Bei dieser Gleichung handelt es sich um eine Erweiterung der Strobridge-Gleichung, welche ihrerseits eine Ableitung der weiter verbreiteten Benedict-Webb-Rubin-Gleichung ist.

Eine ausreichende Kommentierung des Modells und eine umfassende Dokumentation des Gesamtsimulationsmodells sowie der damit erhaltenen endgültigen Ergebnisse sind die Fundamente für die Sicherstellung der Verständlichkeit und Nachvollziehbarkeit und damit auch der Bedienbarkeit und Wiederverwendbarkeit der erzeugten Simulationsmodelle und -ergebnisse.

2.1.2 Klassifizierung von Simulationszwecken in der Kraftwerkstechnik

Bei der Verwendung der Modellierung und Simulation zur Beantwortung technisch-ökonomischer Fragestellungen der Kraftwerkstechnik lassen sich bestimmte wiederkehrende Untersuchungszwecke klassifizieren:

1. Technologiescreening/-entwicklung – im Bereich der Forschung und Entwicklung vollständig neuer Konzepte zur Technologiepotenzialabschätzung,
2. Technologiekonzeptstudie – zur allgemeinen Abschätzung des Potenzials eines Technologiekonzepts im Vergleich zu anderen Konzepten, z. B. unter Berücksichtigung der Eigenheiten von Schlüsseltechnologien,
3. Machbarkeitsstudie oder Konzeptfindungsstudie – zur Prüfung der technisch-ökonomischen Realisierbarkeit einer Anlagenvariante an einem spezifischen Standort im Vergleich mit anderen Lösungskonzepten,
4. Basic-Engineering bzw. Entwurf – Ausarbeitung eines im Rahmen einer Konzeptfindungsstudie festgelegten Konzepts zur Abschätzung der zu erwartenden Kosten und Einnahmen sowie zur Erarbeitung der erforderlichen Unterlagen zur Beschaffung der evtl. benötigten Genehmigungen,
5. Detail-Engineering bzw. Ausführungsplanung – detaillierte Bestimmung der benötigten Informationen, wie Auslegungsgrenzen und Schnittstellengrößen zur Bestellung von Komponenten und Teilanlagen,
6. Wärmetechnische Auslegungsrechnung – Bestimmung des im Detail zu erwartenden thermodynamischen Verhaltens des Kraftwerkes,
7. Nachrechnung von Bestandsanlagen – Kontrolle des thermodynamischen Betriebsverhaltens und Anlagenzustands sowie Unterstützung bei der Schadensursachenanalyse; Optimierung der bestehenden Betriebsweise; Abschätzung von physikalischen Größen, die nicht von der installierten Betriebsmesstechnik erfasst werden oder Validierung vorhandener Betriebsmesstechnik und

8. Modifikationen von Bestandsanlagen – Konzeptfindung und Untersuchung der Auswirkung durch Modifikation der Bestandsanlage, ggf. durch Vergleich verschiedener Varianten.

In Abbildung 2.2 werden die genannten Untersuchungszwecke bezüglich des Anspruchs an Realitätsnähe, Vergleichbarkeit sowie der übliche Aufwand zur Ersterstellung des Einzelmodells ins Verhältnis gesetzt. Zusätzlich ist der Zielkorridor der Technologievergleichsstudie dieser Arbeit ebenfalls eingezeichnet.

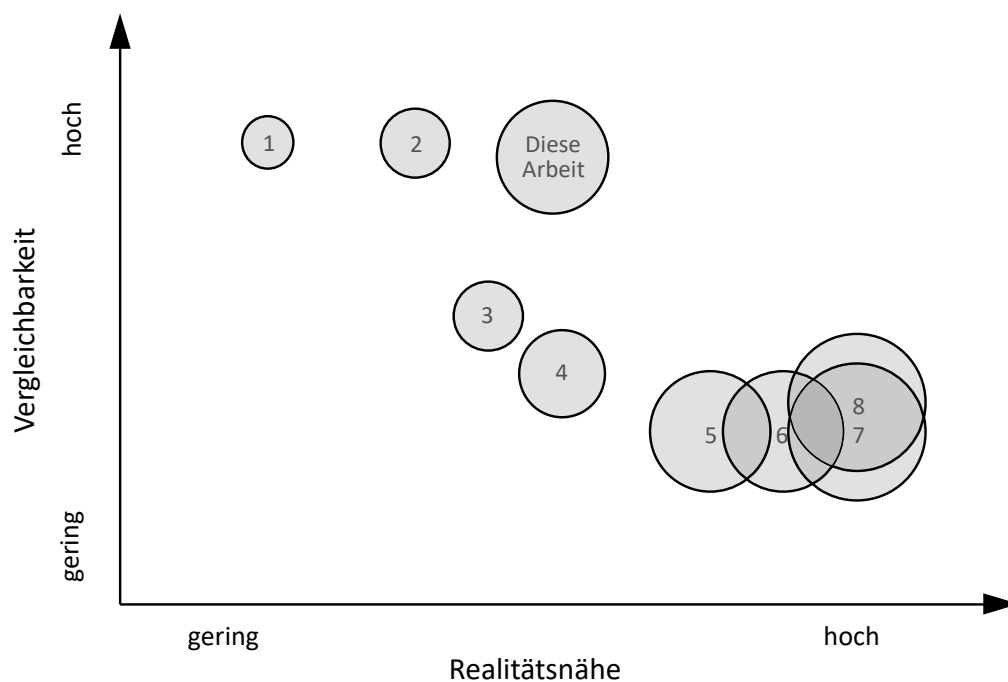


Abbildung 2.2: Klassifizierung üblicher Untersuchungszwecke (Nummernbedeutung siehe Text) nach typischen Anforderungen an Realitätsnähe und Vergleichbarkeit sowie Aufwand (Kreisdurchmesser) für die Erstellung des Einzelmodells

Viele der Ergebnisse von Technologiescreening- und -konzeptstudien im Bereich der Forschung und Entwicklung schaffen aufgrund eines zu hohen Abstraktionsgrades und eines oft zu generischen Ansatzes nicht den direkten Eingang in die Praxis. Im Erfolgsfall bilden sie den Anstoß für die Realisierung eines Anlagenkonzepts. Je nach Reifegrad der Technologie sind gegebenenfalls Entwicklungszwischenschritte vom Labormaßstab über Technikums- und Pilotanlage bis zur Anlage im Vollmaßstab üblich. Spätestens ab der Pilotanlagengröße werden die Untersuchungen nach den Punkten 3 bis 6 als typische Schritte bei der Anlagenrealisierung durchlaufen, wobei die Detaillierung der Modellierung und somit die Realitätsnähe durch zusätzlichen Arbeitsaufwand gesteigert wird. Die Untersuchungen an bestehenden Anlagen (Punkte 7 und 8) erfordert in der Regel den

größten Aufwand, da hier die größte Detaillierung und Realitätsnähe zur Quantifizierung von unter Umständen relativ kleinskaligen Effekten benötigt wird.

Allgemein ist bei der Wiederverwendung von Modellen die Eignung für die neue Aufgabenstellung sorgfältig zu prüfen. Dies trifft besonders dann zu, wenn ein Modell, welches aus der Untersuchung einer der hier beschriebenen Simulationsklassen stammt, zur Beantwortung von Fragestellungen aus einer anderen Klasse von Simulationszwecken wiederverwendet werden soll – vor allem dann, wenn auf der Grundlage sehr anlagen-spezifischer Modelle (Simulationszwecke unter Punkten 5 bis 8) allgemeingültige Aussagen getroffen werden sollen.

Ein weiterer in der Praxis regelmäßig zu findender Fall ist die Untersuchung einer einzelnen Komponente oder Komponentengruppe, die im besonderen Fokus des Interesses steht. Während der übrige umgebende Prozess verhältnismäßig vereinfacht modelliert wird, wird die betroffene Komponente mit gesteigertem Detaillierungsgrad (Simulationszwecke unter Punkten 7 und 8) abgebildet. In solchen Fällen ist das Gesamtmodell besonders sorgfältig im Hinblick darauf zu konzipieren, welche Effekte Berücksichtigung finden müssen.

2.1.3 Praxisprobleme bei der Anwendung von Modellierung und Simulation für Vergleichsstudien

Wie bereits im Vorangegangenen angedeutet, führen die vielseitigen Anforderungen an Modellierung und Simulation auch oft zum falschen Einsatz dieses Werkzeugs.

Bei kritischer Prüfung von Simulationen aus Studien für Vergleiche ist neben dem offensichtlichen Einfluss von unterschiedlichen Randbedingungen und Parametern oft auch der Einsatz ungeeigneter Modelle festzustellen. In einigen Fällen können Parameter der Komponentenmodelle gefunden werden, die als fragwürdig bis hin zu praktisch nicht realisierbar eingestuft werden müssen. In solchen Fällen ist die Aussagekraft der entsprechenden Arbeiten zu hinterfragen, da ein direkter Vergleich der Ergebnisse unzulässig ist. Eine naheliegende Lösung wäre korrigierende Umrechnungen mit bekannten allgemeingültigen Korrelationen durchzuführen. Allerdings ist dabei zu beachten, dass diese in aller Regel nur auf bestimmte Fälle ausreichend genau zutreffen, sodass üblicherweise eine Anpassung und Neuberechnung zur Sicherstellung der Zulässigkeit eines Vergleichs mit einem anderen Prozess vorzuziehen ist. Normalerweise ist es sinnvoller, die zu vergleichenden Prozesse selbst zu modellieren und zu simulieren, um auszuschließen, dass eventuell vorliegende Fehler in den Energie- und Massenbilanzen aus den Berechnungen Dritter übernommen werden.

Bei der Verwendung von Ergebnissen aus publizierten Studien kommt zusätzlich hinzu, dass die zur Beurteilung benötigten Informationen und Daten im Allgemeinen nicht ausreichend dokumentiert sind. So ist beispielsweise oft bereits die zugrunde gelegte Definition des angegebenen elektrischen Wirkungsgrads nicht klar ausgewiesen. Der Einfluss verschiedener Betrachtungsweisen und deren Ergebniseinfluss auf den elektrischen Wirkungsgrad werden in Abschnitt 3.6.1 detaillierter beleuchtet.

Dass in der Praxis immer wieder Ergebnisse trotz mangelnder Eignung für Vergleichszwecke herangezogen werden, ist eine Folge des oftmals bereits in der Projektplanung einkalkulierten Zeit- und Kostendrucks bei der Durchführung solcher Arbeiten. Unter Umständen kommen Schwächen im Fachwissen gepaart mit fehlendem Überblick durch mangelnde Erfahrung bei der Anfertigung von Simulationen und deren Vergleiche hinzu. Die Schwierigkeit, verschiedene Technologieoptionen in der Kraftwerkstechnik vergleichend gegenüberzustellen, resultiert vornehmlich daher, dass in Forschungsvorhaben oft nur eine bestimmte Entwicklungsoption ausführlich bearbeitet wird. Diese wird dann einem mehr oder weniger adäquaten Basisprozess gegenübergestellt, um den erzielbaren Fortschritt durch die untersuchte Technologie zu quantifizieren.

Wie bereits erwähnt, existieren verhältnismäßig wenige Studien, die den Vergleich verschiedenster Technologien als Hauptschwerpunkt der Untersuchung haben. Anders als die vorliegende Arbeit, stützen sich solche Studien häufig direkt, d. h. ohne eigenständige Simulationen, auf die dokumentierten Ergebnisse anderer Forschungsvorhaben, die jeweils nur eine einzelne oder einige wenige Technologieoptionen untersuchen. Aufgrund der Unterschiede in den Randbedingungen, der Prozessgestaltung und den angenommenen Parametern kann eine deutliche Verzerrung der Ergebnisse für die gegenübergestellten Technologien nicht ausgeschlossen werden. Als Beispiel sei an dieser Stelle auf die bereits in Teilkapitel 1.1 erwähnten Studien [4] und [7] bzw. [8] verwiesen.

Begründungen für die Problematik mangelnder Vergleichbarkeit von Simulationsergebnissen aus Studien, vor allem solchen, die einzelne Technologien isoliert betrachten, können in folgenden Aspekten gesehen werden:

- Sorglosigkeit bezüglich der Auswirkungen mangelnder Vergleichsfähigkeit im Hinblick auf Annahmen sowie Dokumentation;
- individuelle Annahmen der Forscher aufgrund fehlender Standards;
- Unterschiede in der Wahl der Bilanzgrenzen;
- unterschiedliche Einschätzung des Entwicklungsstands bzw. des Entwicklungspotenzials bestimmter grundlegender Technologien;

- Wunsch, die untersuchte Technologie als besonders fortschrittlich darzustellen oder die Ergebnisse gezielt nicht vergleichbar darzustellen;
- Fehlinterpretation von dokumentierten Parametern oder Modellen aus der Literatur;
- Einsatz von Personal mit nicht ausreichendem Fachwissen oder mangelndem Prozessüberblick;
- unzureichende Dokumentation der Simulationsergebnisse zur Überprüfung der Vergleichbarkeit;
- Vernachlässigung der Sorgfältigkeit, z. B. verursacht durch Zeitmangel oder
- mangelnde Koordination bei Verbundprojekten.

Die oben aufgeführten Probleme müssen nicht zwangsläufig erst während der Bearbeitung hervorgerufen werden. Sie können auch schon bei der Planung entsprechender Studien oder Forschungsprojekte direkt oder indirekt durch bestimmte Projektvorgaben verursacht werden. Ein besonderer, aus der Praxis heraus gerechtfertigter Fall tritt bei Studien auf, welche im direkten Auftrag von Anlagenherstellern oder -betreibern durchgeführt werden und weniger dem reinen Forschungsumfeld, sondern eher den Simulationszwecken aus Punkt 4 bis 8 in Abschnitt 2.1.2 entspringen. Da diese sich in der Regel auf konkrete Projekte beziehen, werden projektspezifische örtliche Gegebenheiten (z. B. Brennstoffzusammensetzung, Kühlwasserbedingungen, Leistungsgröße etc.) vorgegeben. Weiterhin erfolgen auch Vorgaben der beauftragenden Firmen bezüglich der Prozessgestaltung (Topologie), aber auch der Verwendung proprietärer Daten und Modelle.

Einige der hier formulierten Aussagen, die zu mangelnder Vergleichsfähigkeit von Simulationsergebnissen führen, stimmen mit der bereits erwähnten Richtlinie „Quality Guidelines for Energy System Studies“ des NETL in einer frühen Version von 2004 überein [37].

Gegenüber den bereits genannten Gründen für die Annahme nicht einheitlicher Randbedingungen, Prozess- und Komponentenparameter sind die Ursachen für mangelnde Realitätsnähe von Modellen und Parametern in folgenden Punkten zu suchen:

- versäumte Prüfung der Gültigkeit der Berechnungsergebnisse,
- Vernachlässigung der Zwischenergebnis-Kontrolle durch zumindest Plausibilitätsprüfung,
- Anwendung einer ungeeigneten Kombination von Modell und Parametern,
- Anwendung ungeeigneter oder fehlerhafter Modellierungen,
- zu optimistische Haltung bezüglich der Leistungsfähigkeit der untersuchten Schlüsseltechnologie,
- Fehleinschätzung des Entwicklungspotenzials konventioneller Komponenten,

- zu starke Idealisierung oder Vereinfachung des realen Systems (z. B. Vernachlässigung von notwendigen Triebkräften, wie Druck- und Temperaturdifferenzen) oder
- Überschätzung von Wärmerückgewinnungsmöglichkeiten insbesondere unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Aspekte.

Die obige Darstellung soll im Wesentlichen als Anregung zur Verbesserung und zum Überdenken der allgemeinen oder auch der eigenen Arbeitsweise im Bereich der Modellierung und Simulation dienen. Sie ist als gemeingültige Orientierung nicht nur für Untersuchungen im Rahmen von Vergleichsstudien gültig. Weitere Anregungen auch in Bezug auf Studien, die Kostenabschätzungen beinhalten, sind in [22] zu finden. Außerdem sei hier auch auf die für das Anwendungsfeld der Kraftwerkstechnik übertragbaren Leitsätze aus Teilkapitel 3.2 der VDI 3633-1 „Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen – Grundlagen“ hingewiesen [33].

Es ist selbstverständlich, dass selbst unter optimalen Bedingungen in der Praxis Fehlerfreiheit nie zu garantieren ist.

2.2 Formulierung eines Leitsatzes zur Anwendung von Modellierung und Simulation

Das folgende Beispiel zeigt, dass Versuche einer möglichst allgemeingültigen Festlegung von Parametern, um die Vergleichbarkeit von Simulationen herzustellen, zum Scheitern verurteilt sind: Der denkbare Ansatz, Gas-Gas-Wärmeübertrager generell mit einer Grädigkeit von beispielsweise 25 K zu parametrieren, kann für den Fall eines Überhitzers im Abhitze-Dampferzeuger eines GuD-Kraftwerks eine reale Anlagenauslegung widerspiegeln. Bei der Einordnung des stark überhitzten Dampfes als Gas würde demgegenüber die Auslegung der Endüberhitzerstufe des Zwischenüberhitzers im Dampferzeuger eines gewöhnlichen Dampfkraftwerksprozesses eine unwirtschaftlich große und teure Heizfläche zur Folge haben. Dagegen bedeutet eine Grädigkeit von 25 K am Hauptwärmeübertrager einer kryogenen Luftzerlegungsanlage, in dem die zu trennende Luft gegen Anwärmung der Produktgase auf das Tieftemperaturniveau abgekühlt wird, einen so hohen Wert, dass die Realisierbarkeit des Prozesses in Frage gestellt ist. Ohne eine stark veränderte Prozessgestaltung aus thermodynamischen sowie verfahrenstechnischen Gründen wäre die kryogene Luftzerlegung nicht möglich. Gleichzeitig würde der Energiebedarf in unwirtschaftliche Höhe steigen. Diese sicherlich sehr plakativ gewählten Beispiele zeigen, dass für jede einzelne Situation die passenden Parameter vergleichbarer Komponenten angesetzt werden müssen, um somit vergleichbare Simulationsergebnisse, die eine mögliche Umsetzung in der Wirklichkeit widerspiegeln, zu erhalten.

Gleiches lässt sich auch auf die Modellierung von Komponenten übertragen. Für das Beispiel des Gas-Gas-Wärmeübertragers ist neben der oben nicht zur Erwähnung kommenden Strömungsführung (z. B. Gleich- oder Gegenstromstrom) auch die konkrete Ausführungsform wichtig: Wird ein solcher Wärmeübertrager, wie der Luftvorwärmer eines Dampfkraftwerks bei Großanlagen, üblicherweise nach dem Regeneratorprinzip ausgeführt, sind größere Leakageströme zu modellieren und zu parametrieren. Diese Leakageströme beeinflussen die Gaszusammensetzungen und somit evtl. vorhandene Gasbehandlungsanlagen. Demgegenüber kann ein rekuperativ ausgeführter Gas-Gas-Wärmeübertrager im Normalfall als leakagefrei modelliert werden.

Diese einfachen Beispiele zeigen bereits deutlich die Schwierigkeiten, die Vergleichbarkeit und gleichzeitige Realitätsnähe in Simulationen zum Zwecke des Vergleichs verschiedenster Technologien sicherzustellen. Für jede Situation müssen angemessene Modellierungen und Parameter gewählt werden. Dennoch lässt sich eine prinzipielle Systematik anwenden, welche die Modellierungsebenen der Gesamtprozesse in Kategorien unterteilt, sodass ein weiter unten folgender Leitsatz für die Durchführung vergleichbarer Simulationen formuliert werden kann.

Abbildung 2.3 zeigt die hierarchische Einteilung von Teil-Modellen und Vorgaben zur Bildung eines umfassenden Simulationsmodells des Gesamtprozesses, ausgehend von der Vorgabe von Randbedingungen sowie der Bilanzgrenze, in Richtung zunehmender Detaillierung bis hin zu den Stoffwertmodellen und -funktionen.

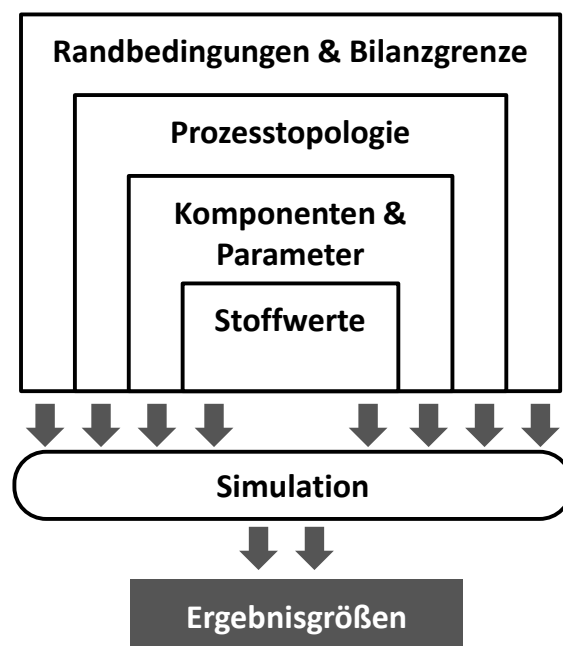


Abbildung 2.3: Zusammensetzung von Gesamtprozessmodellen nach der hierarchischen Detaillierungsebene und ihre Beeinflussung der Ergebnisgrößen von Simulationen

Die Darstellung verdeutlicht zudem, dass alle diese Vorgaben in die Simulation eingehen und dementsprechend die Ergebnisgrößen beeinflussen. Dabei ist zu unterstreichen, dass die hierarchische Detailebene nicht generell im Zusammenhang mit der Größe des Ergebniseinflusses steht. Fallabhängig kann beispielsweise der Einfluss der verwendeten Stoffwerte den Einfluss der Randbedingungen über- oder auch unterschreiten.

Mit den bisherigen Ausführungen und der Darstellung in Abbildung 2.3 lässt sich folgender Leitgedanke zur Durchführung vergleichbarer Simulationsstudien zum Zweck eines Technologievergleichs ableiten:

Faktische Vergleichbarkeit von realitätsnahen Simulationsergebnissen wird geschaffen, wenn bei allen Modellen und den mit ihnen durchgeführten Simulationen für alle zu vergleichenden Technologien in folgender Weise einheitliche Bedingungen zugrunde gelegt werden:

1. *Wahl der gleichen Bilanzgrenze,*
2. *Verwendung derselben gültigen Randbedingungen,*
3. *Verwendung einer vergleichbaren Prozesstopologie mit*
 - a. *gleicher Detailtiefe,*
 - b. *gleichen Entwurfskonzepten (z. B. Wärmerückgewinnungsmaßnahmen),*
4. *Verwendung gleicher Komponentenmodelle zur Beschreibung der Zustandsänderungen bzw. allgemeinen Operationen in vergleichbaren Komponenten bzw. Teilprozessen unter Berücksichtigung aller ergebnisrelevanter Effekte,*
5. *Verwendung vergleichbarer und realistischer Parameter für die Komponentenmodelle sowie*
6. *Verwendung gleicher und gültiger Stoffwertemodelle und -funktionen für dieselben Stoffe bzw. Stoffgemische im gleichen thermodynamischen Zustand.*

Dies ist für alle Technologien nachvollziehbar zu dokumentieren, indem nicht nur die ebenfalls gleich zu definierenden, zusammenfassenden Ergebnisgrößen, sondern auch die Basis dieser Ergebnisse, nämlich

1. die Bilanzgrenze,
2. die Randbedingungen,
3. die Prozesstopologie in ihren ergebnisrelevanten Details,
4. sämtliche zur Anwendung kommenden Komponentenmodelle sowie
5. deren Parameter und
6. die verwendeten Stoffwertemodelle und -funktionen

aus der Dokumentation hervorgehen.

Bei der Festlegung der Parameter, aber auch bei deren Dokumentation (Punkt 5 der obigen Aufzählungen) ist neben dem Bezug zum verwendeten Komponentenmodell auch der Bezugspunkt innerhalb der Komponente oder im Gesamtprozess anzugeben. Zur Veranschaulichung dieser Aussage sei hinsichtlich des Parameterbezugs zum verwendeten Komponentenmodell auf das Beispiel der verschiedenen Möglichkeiten zur Wirkungsgraddefinition von Strömungsmaschinen hingewiesen (vgl. dazu Abschnitt 3.3.8). Im Hinblick auf den Bezugspunkt innerhalb der Komponente können exemplarisch die Bezugsmöglichkeiten einer Grädigkeitsangabe als Temperaturdifferenz am warmen oder kalten Ende oder auch als kleinste Annäherung im Inneren eines Wärmeübertragers (Pinch-Point) genannt werden. Darüber hinaus muss die zugrundeliegende Strömungsführung (Gleich-, Gegen- oder Kreuzstrom oder daraus abgeleiteten Mischformen) und damit das Komponentenmodell aus der Dokumentation hervorgehen.

Für den Parameterbezug im Sinne des Gesamtprozesses (Prozessparameter) sei auf die in der Literatur oft offengelassene Angabe des Bezugsortes der Parameter Frischdampfdruck und Frischdampf Temperatur – nach Dampferzeuger oder vor Turbine – hingewiesen. Generell sollte eindeutig klar sein, welcher Parameter mit welchem Wert, in welcher physikalischen Einheit, zu welchem Bezugspunkt und ggf. zu welchem Berechnungsmodell festgelegt ist. Gleiches gilt auch für die Ergebniswerte.

Würde diese hier beschriebene Herangehensweise angewandt, wären die Ergebnisse uneingeschränkt nachvollziehbar und sogar wiederholbar. Somit wären auch die daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen direkt nachvollziehbar und prüfbar.

Abweichungen von dem hier skizzierten Ideal sind in der Praxis nicht immer zu vermeiden, sollten aber begründet und dokumentiert werden. In der Regel ist oft der zeitliche Aufwand und auch der zur Verfügung stehende Umfang einer Veröffentlichung oder einer sonstigen Art der Dokumentation begrenzt, sodass Abweichungen von diesem Ideal in Kauf genommen werden müssen.

Die Bezugsmöglichkeit auf eine Richtlinie oder ein ähnlich allgemein zugängliches, standardisierendes Dokument könnte diesbezüglich eine praxisnahe Lösungsmöglichkeit darstellen. Es müssten dann nur noch gezielt gewählte Abweichungen dargelegt werden.

2.3 Vorgehen bei der Technologievergleichsstudie dieser Arbeit

Bei der Technologievergleichsstudie, die in dieser Arbeit als Praxisbeispiel durchgeführt wird, wird den in Abschnitt 2.1.3 geschilderten Problemen versucht zu begegnen, indem die in Teilkapitel 2.2 aufgestellten Prinzipien nach bestem Wissen und Gewissen befolgt werden. Insbesondere bedeutet dies für das Vorgehen, dass

- die Simulationsmodelle der Gesamtprozesse von Grund auf neu erstellt werden,
- ein schrittweises Vorgehen bei der Detaillierung der Modellierung erfolgt,
- bei allen Prozessen, bei denen eine bestimmte Komponente benötigt wird, die gleiche technologiespezifische Modellierung für diese Komponente umgesetzt wird,
- alle Simulationsarbeiten mit denselben kommerziell verfügbaren und in der Praxis erprobten Softwarewerkzeugen durchgeführt werden,
- alle Untersuchungen mit denselben Randbedingungen durchgeführt werden,
- Prozess- und Komponentenparameter abgestimmt mit Angaben von Herstellern und Betreibern entsprechender Anlagen sowie von Forschern verwendet werden – dabei werden nicht die maximalen, sondern eher sicher erreichbare Werte verwendet –,
- Parameter aus der Grundschialtung nur geändert werden, wenn diese direkt im Zusammenhang mit den spezifischen Komponenten bzw. Erfordernissen der Schlüsseltechnologie stehen,
- nicht nur Ergebnisse, sondern auch die Vorgaben dokumentiert werden und
- für alle Prozesse dieselbe Art der Ergebnisdarstellung gewählt wird.

Außerdem ist anzumerken, dass die nachfolgenden Darstellungen von Werten für Komponenten, Teilprozesse und Gesamtprozessschaltungen nicht zwingend eine exakte Wiedergabe bestimmter realer Anlagen darzustellen versuchen. Vielmehr sollen die zugrunde gelegten Parameter mögliche reale Komponenten oder Anlagen in guter Näherung widerspiegeln. Auf diese Weise soll eine in der Wirklichkeit ausführbare Anlagenauslegung unter technischen, aber auch wirtschaftlichen Aspekten sowie unter Berücksichtigung der Vergleichbarkeit im Modell reflektiert werden.

Bei der Parametrierung sind Kompromisse zwischen Vergleichbarkeit und Realitätsnähe zum Teil unvermeidlich. In aller Regel wird in der Technologievergleichsstudie dieser Arbeit der Vergleichbarkeit Vorrang gewährt. Eine mögliche Herangehensweise, wie beide Kriterien gleichzeitig zu erfüllen sind, zeigt das Beispiel der Parametrierung der Dampfturbinenwirkungsgrade mit Hilfe von fiktiven Auslegungskennlinien (siehe Abschnitt 3.3.9). Ein weiteres wichtiges Merkmal dieser Arbeit ist die Unterteilung der Parameter in solche, die bei stetiger Veränderung im mathematischen Sinne monotonen Einfluss auf die Ergebnisgrößen haben und solche, die einen nicht monotonen Einfluss haben und daher bei der Realisierung der Kraftwerksprozesse technisch-wirtschaftlichen Optimierungsprozessen zuzuführen sind. Die Werte des erstgenannten Parametertyps werden auf Grundlage typischer Auslegungswerte (d. h. Erfahrungswerten, welche auch

den Kosteneinfluss berücksichtigen) festgelegt. Im Fall des zweitgenannten Parameter-typs wird für die Prozessdrücke der regenerativen Vorwärmstrecke bei den Dampfkraftwerksprozessen, der unteren Druckstufen des Abhitze-Dampfkraftprozesses der GuD-Kraftwerksprozesse und des Oxyfuel-Dampfkraftwerksprozesses mit 3-End-Membran-Vakuum-Luftzerlegungsanlage eine Optimierung zur Maximierung der elektrischen Netowirkungsgrade durchgeführt.

2.3.1 Auswahl der Vergleichsleistungsgröße der Prozesse

Die Nennleistung der Kraftwerke ist eine entscheidende Größe beim Vergleich von Kraftwerksanlagen. Bei Bestandsanlagen deutet die Leistungsklasse bereits auf den Technologiestand der jeweiligen Anlage hin, da historisch Anlagen der reinen Stromversorgung zur Nutzung von Skaleneffekten typischerweise immer in der zur Errichtungszeit wirtschaftlich sinnvoll größten realisierbaren Blockgröße ausgeführt wurden. So sinken die nötigen Investitionen aber auch die fixen Betriebskosten je installierter Leistung. Gleichzeitig lassen sich auch komplexere Anlagenschaltungen, die einen höheren Wirkungsgrad erzielen, wirtschaftlich rechtfertigen, sodass auch geringere variable Kosten im Betrieb der Anlage anfallen. Alles in allem werden so geringere Stromgestehungskosten gegenüber kleineren Anlagen des gleichen konzeptionellen Entwicklungsstands erzielt.

Bei der Modellierung und Simulation dagegen sind unter Vernachlässigung der Realitätsnähe rechnerisch sämtliche Leistungsgrößen darstellbar. Der rechnerische Wirkungsgrad würde sich bei allen Simulationen derselben Prozessstopologie ebenfalls gleich ergeben. Um eine realitätsnahe Abbildung zu erzielen, ist daher neben einer realistischen Prozessstopologie für die angestrebte Leistungsgröße die richtige Parameterwahl wesentlich. Am zweckmäßigsten sind Parametrisierungen, die auf spezifische Werte oder intensive Zustandsgrößen bzw. deren Änderungen zurückgreifen. Insbesondere ist hier die richtige Einschätzung der Abhängigkeit dieser Parameter von der Aggregate- bzw. Apparategröße neben dem jeweiligen Entwicklungsstand zu berücksichtigen. In dieser Arbeit wird dem insbesondere bei der Festlegung der Dampfturbinenwirkungsgrade Rechnung getragen.

Auf dem Gebiet der Dampfkraftwerke sind verschiedene Bezugsleistungsgrößen denkbar. Als sinnvoll erscheinen die Brennstoffwärmeleistung, der erzeugte Frischdampfmassenstrom, die erzeugte Bruttoleistung oder Nettoleistung. Die Verwendung jeder dieser Leistungsgrößen hat in der Praxis, abhängig vom Bedarfsfall, seine Rechtfertigung. Bei der vergleichenden Betrachtung sehr unterschiedlicher Technologien, die auch deutliche

Unterschiede in den Wirkungsgraden aufweisen, wie es in dieser Arbeit bei Dampfkraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung im Vergleich zu denen ohne Abtrennung der Fall¹⁰ ist, ist es zweckmäßig eine Größe zu wählen, die möglichst viele Komponenten in möglichst ähnlicher Größenordnung beschreibt. Dies gilt vor allem für die relevanten und ggf. leistungsbegrenzenden Großkomponenten des Kraftwerksprozesses. Bei den Dampfkraftwerken sind dies im Sinne der Energiewandlungskette der Dampferzeuger sowie die Dampfturbine. Daher ist die Festlegung über den gleichen Brennstoffmassenstrom unzweckmäßig. Diese würde eine gleiche Brennstofflogistik und Aufbereitung bedeuten, jedoch würde die Größenordnung des Wasser-/Dampfkreislaufs und der elektrischen Großkomponenten sehr stark durch das Wirkungsgradpotenzial der Technologien beeinflusst werden. Der Frischdampfmassenstrom, der häufig in der Praxis als Größenangabe von Dampferzeugern verwendet wird, ist als Vergleichsgröße aufgrund der Abhängigkeit von den Frischdampfparametern keine besonders geeignete Technologievergleichsgröße. Bei Nutzung der Nettoleistung ergäben sich durch die Wirkungsgradunterschiede der hier betrachteten Technologien genau so große Unterschiede wie beim Referenzieren auf den Brennstoffmassenstrom. Da so die Größe der Ausrüstung zur Ableitung der elektrischen Energie gleichgesetzt wird, wäre der Effekt gegenüber der Wahl des Brennstoffmassenstroms umgekehrt: Technologien mit hohem elektrischen Wirkungsgradpotenzial erhalten verhältnismäßig kleine Großkomponenten gegenüber solchen mit geringerem Wirkungsgradpotenzial wie z. B. die Prozesse mit CO₂-Abtrennung.

Über das Ausschlussverfahren wird die elektrische Bruttoleistung als Vergleichsleistungsgröße zur Verwendung ausgewählt. Für die Vergleichsstudie dieser Arbeit wird die Bruttoleistung aller dampfkraftwerksbasierten Prozesse auf 1100 MW festgelegt. Durch die Verwendung der Bruttoleistung als Vergleichsgröße wirken sich Unterschiede im elektrischen Eigenbedarf, der z. B. bei dem Oxyfuel-Kraftwerksprozess mit kryogener Luftzerlegungsanlage gegenüber dem Basisprozess erheblich ist, im Verhältnis zu den anderen diskutierten Optionen von Vergleichsleistungsgrößen deutlich geringfügiger auf die Leistungsgrößen der Großkomponenten aus.

Im Vergleich zu Dampfturbinen handelt es sich bei Gasturbinenanlagen um ein stark standardisiertes Produkt, sodass sich die Leistungsgröße von GuD-Kraftwerken bei vergleichbaren sonstigen Randbedingungen im Wesentlichen aus der Wahl des Gasturbinenmodells und der Prozesskonfiguration ergeben. Unter Prozesskonfiguration ist hier die Kombination der Anzahl der Gasturbinenanlagen mit einer Dampfturbine gemeint.

¹⁰ Aus den Simulationsergebnissen der in Kapitel 4 untersuchten steinkohlebefeuelten Dampfkraftwerksprozesse ergeben sich Nettowirkungsgradunterschiede von bis zu 40 % (bezogen auf den geringsten berechneten Wirkungsgrad).

Gängige Konfigurationen sind eine oder zwei Gasturbinen mit jeweils einem Abhitze-Dampferzeuger, der eine Dampfturbine speist (1+1- bzw. 2+1-Konfiguration). Da die elektrische Gesamtleistung eines GuD-Kraftwerks zu etwa 1/3 von der Dampfturbine erzeugt wird, fällt diese im Vergleich zu den Dampfturbinen in Dampfkraftwerken gleicher Gesamtleistung verhältnismäßig klein aus. Durch eine Verdoppelung der Dampfturbinenleistungsgröße bei der 2+1-Konfiguration ergibt sich ein besserer Dampfturbinenwirkungsgrad, der sich im Vergleich zu zwei einzelnen 1+1-GuD-Kraftwerken gleicher Gesamtleistung in einem geringfügig verbesserten Gesamtwirkungsgrad wiederfindet.

Im Rahmen der Vergleichsstudie dieser Arbeit werden 1+1 konfigurierte GuD-Kraftwerke verglichen. Um die Variabilität der Wahl des Gasturbinenmodells herauszuarbeiten, werden verschiedene Gasturbinenmodelle unterschiedlicher Hersteller miteinander verglichen. Demgegenüber werden die Abhitze-Prozesse möglichst vergleichbar simuliert. So wird für alle GuD-Kraftwerksprozesse die identische Prozesstopologie verwendet, bei der lediglich die Parameterwerte zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Gasturbinenanlagen geändert werden.

Die Simulation aller GuD-Kraftwerksprozesse mit beispielsweise identischer Bruttoleistung wäre eine Vergleichsmäßigung im Sinne der Erhöhung der Vergleichbarkeit jedoch unter Verminderung der Realitätsnähe. In diesem Fall wird der Ansatz mit höherer Realitätsnähe gewählt.

2.3.2 Auswahl einer geeigneten Simulationssoftware

Zur praxisnahen Verwirklichung der gesteckten Ziele im Rahmen der Vergleichsstudie wird Modellierungs- und Simulationssoftware verwendet, die sich im kommerziellen Einsatz befindet.

Gegenüber der Verwendung einer selbst entwickelten computergestützten Berechnungshilfe hat dieses Vorgehen mehrere Vorteile. Zunächst steht die Software der Allgemeinheit zur Verfügung. Somit können die hier durchgeführten Untersuchungen in derselben Softwareumgebung von anderen Akteuren auf diesem Gebiet einfach nachvollzogen werden. Für die eigentliche Durchführung der Simulationen kann so der Aufwand für vorbereitende Arbeiten minimiert und der Fokus auf die Untersuchungen gelegt werden. Es müssen keine Prozessentwicklungsumgebung und keine grundlegenden Modelle für Stoffwerte oder Komponenten entwickelt, implementiert, verifiziert, auf Plausibilität geprüft und validiert werden. Aufgrund der Anwendung dieser Programme von einem größeren Anwenderkreis kann in der Regel für die implementierten Modelle der Komponenten und Stoffwerte, welche im üblichen Anwendungsfeld der Software liegen, von einer umfassenden Validierung in der Praxis ausgegangen werden. Ein weiterer Vorteil

besteht außerdem darin, dass eine kontinuierliche Fortentwicklung der Simulationsumgebung und der existierenden Modelle sowie eine Erweiterung des Funktionsumfangs der Software durch den Hersteller erfolgen.

Die kommerziellen Softwareprogramme, welche im Rahmen der Anfertigung dieser Arbeit zur Auswahl stehen, sind:

1. AspenPlus® des Herstellers Aspen Technology, Inc.¹¹
2. EBSILON®*Professional* der Steag Energy Services GmbH¹²

AspenPlus® ist ein Prozesssimulator, der seinen Ursprung zu Beginn der 1980er Jahre in der chemischen bzw. petrochemischen Verfahrenstechnik hat. Die Modellierung der Prozessstopologie erfolgt bei diesem Programm in einer grafischen Benutzeroberfläche, während die Parametrierung der Komponenten und der Randbedingungen über Eingabemasken erfolgt. Die Berechnungsweise eines Gesamtprozesses erfolgt sequenziell modular, d. h. es werden die Teilkomponenten entsprechend ihrer Reihenfolge nach der Material- oder Informationsflussrichtung berechnet. Sieht die Prozessstopologie Rückführungen vor, die das Berechnungsergebnis mindestens einer Komponente beeinflussen, nachdem sie berechnet wurde, wird automatisch eine Berechnungsschleife für die iterative Berechnung der von der Rückführung betroffenen Komponenten angelegt. Entsprechend seines ursprünglichen Hauptanwendungsfeldes bietet dieses Programm sehr viele Möglichkeiten bezüglich der Stoffwertmodellierung und -parametrierung. Weiterhin liegt der Schwerpunkt der Komponentenmodellbibliothek auf Prozessen der thermischen Verfahrenstechnik. Es stehen verschieden detaillierte Modellierungen von Trennkolonnen, Wärmeübertragern aber auch von Strömungsmaschinen und weiterem Equipment zur Verfügung.

Bei Ebsilon®*Professional* handelt es sich um ein Werkzeug mit dem Fokus der Modellierung und Simulation verschiedener Arten von thermischen Energieerzeugungsanlagen. Die Modellierung der Topologie des Kraftwerksprozesses erfolgt bei diesem Programm ebenfalls in einer grafischen Benutzeroberfläche. Aus einer umfangreichen Bibliothek von Komponentenmodellen, von denen viele den spezifischen Anforderungen aus dem Bereich der Kraftwerkstechnik entsprechen, kann die Gesamttopologie des Kraftwerksprozesses erzeugt werden. Entsprechend seines ursprünglichen Zielanwendungsbereiches sind in der Modellbibliothek der zur Erstellung der Modelle dieser Arbeit verwendeten

¹¹ ASPEN = "Advanced System for Process Engineering"; <http://www.home.aspentech.com> – (09.04.2019)

¹² EBSILON = "energy balance and simulation of the load response of power generating or process controlling network structures" [38]; <https://www.steag-systemtechnologies.com/de/produkte/ebsilon-professional> – (09.04.2019)

Version 9.00 keine Komponenten hinterlegt, die eine detaillierte Simulation der verfahrenstechnischen Teilprozesse aus dem Bereich der CO₂-Abtrennung, wie AspenPlus® sie bietet, ermöglichen.

Die Parametrierung der Komponenten erfolgt ebenfalls über Bildschirmeingabemasken. Der Stoff- und Energietransport bzw. das Zusammenwirken der einzelnen Bauteile wird über das Verbinden mit als Leitungen bezeichneten Objekten modelliert. Während Stoffströme in AspenPlus® beliebige Zusammensetzungen im Rahmen der vom Benutzer durchzuführenden Stoffdefinition aufweisen können, sind in Ebsilon®*Professional* aufgrund der Hauptzielanwendung in der Kraftwerkstechnik verschiedene Stoffstromklassen (z. B. Kohle, Luft, Wasser, Dampf etc.) implementiert, die jeweils nur vom Softwarehersteller vorgegebene Zusammensetzungen zulassen.¹³

Eine weiterhin wichtige Eigenschaft von Ebsilon®*Professional* ist die gleichungssystemorientierte Berechnung der Simulationsergebnisse. Zu Beginn der Simulation wird der Modellierung entsprechend ein Gleichungssystem für Druck, Enthalpie und Massenstrom aufgestellt und dann auf numerischem Wege gelöst.

In beiden Programmen ist die indirekte Parametrierung¹⁴ möglich, bei der z. B. Prozessgrößen auf einen gewünschten Wert durch Anpassung einer anderen Vorgabe eingestellt werden. Beispiele dafür sind: 1. Führe dem Prozess so viel Brennstoff zu, bis die gewünschte Klemmenleistung am Generator erreicht ist. 2. Statt ein Verbrennungsluftverhältnis fest vorzugeben, ist dem Prozess so viel Luft zuzuführen, bis der vorgegebene Restsauerstoffgehalt im Abgas eingestellt ist. Durch diesen Wechsel der Art der Parametrierung wird aus mathematischer Sicht die Umstellung der entsprechenden Modellgleichungen bewirkt. In beiden Programmen wird dieses jedoch nicht analytisch, sondern numerisch durch Iteration erreicht. Da dadurch die Rechenzeit u. U. deutlich erhöht wird, sollte dies – sofern möglich – durch entsprechend geschickte Modellierung vermieden werden. Dies ist insbesondere bei Simulationen zur Parameteroptimierung, wie sie auch in dieser Arbeit durchgeführt werden (siehe Abschnitt 3.2.1), zur Einhaltung vertretbarer Berechnungszeiten wichtig.

Gemäß der Vorgehensweise, alle in Vergleich zu stellende Kraftwerksprozesse in einem einzigen Softwarewerkzeug zu simulieren, um so den größtmöglichen Grad an Konsistenz der Simulationsergebnisse zu gewährleisten, bietet sich auf den ersten Blick die Verwendung von AspenPlus® an, da in diesem Programm auch sämtliche verfahrenstechnischen

¹³ Das Programm stellt aber zusätzliche Stoffstromklassen bereit, sodass weitere Stoffe und Stoffwertemodelle über Schnittstellen an das Programm gekoppelt werden können.

¹⁴ In AspenPlus® als „Design Spec,“ in Ebsilon®*Professional* als „Regler“ bezeichnet.

Prozesse der CO₂-Abtrennungstechnologien im Detail abgebildet werden können. Umfangreiche Vorversuche, den vollständigen Kraftwerksprozess in AspenPlus® in einem einzigen Gesamtmodell zu modellieren und zu simulieren, führten allerdings zu dem Schluss, dass es für die anstehenden Untersuchungen weniger geeignet erscheint. Soll in dieser Software ein Kraftwerksmodell mit den für die Kraftwerkstechnik typischen Parametrierungen (z. B. Grädigkeitsdefinition an den Vorwärmern der regenerativen Speisewasservorwärmung nach Abschnitt 3.3.10) sowie mit Komponentenmodellen (z. B. Berücksichtigung von kinetischen Austrittsverlusten am Austritt der ND-Turbine, vgl. Abschnitt 3.3.9) in gleicher Detaillierung und mit gleicher Flexibilität bei der Wahl der Parameterwerte (z. B. für Sensitivitätsuntersuchungen) erstellt und simuliert werden, so ist ein unverhältnismäßig hoher Aufwand sowohl bei der Modellerstellung als auch bei der Simulation erforderlich. Ohne Vorgabe einer sehr guten Näherung an das Simulationsergebnis konnte der alleinstehende Wasser-/Dampfkreislauf eines Dampfkraftwerks nach dem Schaltbild (siehe Abbildung 4.1), welches hier als Grundlage aller Prozesse zur Anwendung kommt, nicht unter einer Rechenzeit von einigen Stunden konvergent berechnet werden. Im Vergleich dazu ist das identische Problem mit Verfeinerungen im Bereich der Dampfturbinenmodellierung und der zusätzlichen Modellierung des vollständigen Kohle-/Luft-/Rauchgaspfades in Ebsilon®*Professional* im Sekundenbereich zu lösen.

Dieser sehr deutliche Unterschied in der Konvergenzgeschwindigkeit der iterativen Lösungsfindung ist auf die grundlegende Lösungsweise – gleichungssystemorientiert oder sequenziell modular – zurückzuführen:

Der Wasser-/Dampfkreislauf des Dampfkraftwerksprozesses weist durch seine vielstufige regenerative Speisewasservorwärmung einen hohen inneren Integrations- bzw. Komplexitätsgrad auf. Jede Speisewasservorwärmstufe führt bei der in AspenPlus® zur Anwendung kommenden, sequenziell modularen Berechnungsweise zu einer mit den Vorgängern überlagerten Iterationsschleife. Bei einer neunstufigen Speisewasservorwärmung sind so neun ineinander verschachtelte und voneinander abhängige Schleifen zu lösen. Durch die gegenseitige Abhängigkeit und unter vereinfachenden Annahmen sowie der optimistischen Überlegung, dass jede dieser Schleifen genau zehn Iterationen benötigt, werden 10⁹ Durchläufe der kleinsten Schleife (ND-Vorwärmer mit dem geringsten Druck und Kondensator) notwendig. Die Anzahl der beteiligten Komponentenmodelle des gesamten Turbinen- und Vorwärmstranges liegt bei etwa 50 Stück. Wird nun darüber hinaus beispielsweise durch Vorgabe einer Soll-Turbinenleistung eine weitere Anforderung gestellt, welche die Iteration des gesamten Systems notwendig macht, potenziert sich die gesamte Iterationsanzahl entsprechend. Nur durch Vorgaben, die bereits sehr

nahe an der Lösung liegen, kann die Anzahl der Iterationen reduziert und die Lösungsgeschwindigkeit erhöht werden. Allerdings muss dann die Frage nach dem Sinn einer Simulation gestellt werden, deren nahezu exakte Lösung für den Erhalt derselben vorzugeben ist.

Demgegenüber bietet die in Ebsilon®*Professional* verwendete gleichungssystemorientierte Berechnung¹⁵ den Vorteil, dass derartige Abhängigkeiten im Gleichungssystem berücksichtigt werden und sozusagen gleichzeitig gelöst werden.

Aus diesen Gründen wird Ebsilon®*Professional* als Modellierungs- und Simulationsumgebung ausgewählt, um so auch die Untersuchungen auf praxisnahem Weg, d. h. mit vertretbarem Aufwand, durchzuführen. Unabhängig von den Entwicklungen der CO₂-Emissionsminderungen bleibt die Hauptaufgabe eines Kraftwerksprozesses weiterhin die Energiewandlung zur Bereitstellung von elektrischem Strom. Trotz der großen Eingriffe, welche die CO₂-Abtrennungsverfahren für die Kraftwerksprozesse bedeuten, sollten dennoch Vereinfachungen der bisherigen etablierten Modellierung konventioneller Komponenten nicht in Kauf genommen werden müssen. Die fehlenden Teilprozesse für die CO₂-Abtrennungsverfahren werden mit Hilfe eines Black-Box-Ansatzes in die jeweiligen Gesamtprozessmodelle implementiert (siehe Abschnitt 3.3.11). Zur Bestimmung der Parametrierung der Black-Box-Modelle werden alleinstehende Simulationsmodelle in AspenPlus® verwendet und deren Ergebnisse zur Wahrung der Konsistenz in die in Ebsilon®*Professional* erstellten Simulationsprogramme eingesetzt.

An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Wahl von Ebsilon®*Professional* vor dem Hintergrund der im Rahmen zur Verfügung stehenden Softwarepakete zu sehen ist. Es soll somit nicht eine grundsätzlich verallgemeinerbare Aussage zur alleinigen Eignung dieser Software für derartige Untersuchungen getroffen werden.

¹⁵ Obwohl AspenPlus® auch die Möglichkeit eines gleichungssystemorientierten Lösungsalgorithmus bietet, der allerdings auf einer gültigen, im sequenziell modularen Modus durchgeführten Berechnung aufbaut, konnte keine Lösung unter dem Anspruch der in der Kraftwerksbranche üblichen Detailtreue und einer ausreichenden Untersuchungsflexibilität für diese Arbeit erzielt werden.

3 Vorausgehende Festlegungen und Erläuterungen

Entsprechend der hierarchischen Einteilung der Gesamtprozessmodelle (siehe Abbildung 2.3) werden in diesem Kapitel zunächst die Grundlagen der Modellierung und Parametrisierung aber auch die Definitionen der Ergebnisgrößen zur Durchführung der Untersuchungen in Kapitel 4 eingehend erläutert.

3.1 Gewählte Bilanzgrenzen und Randbedingungen

Als Bilanzgrenze wird die natürliche Grenze des technischen Systems zur Umgebung definiert. Somit sind alle dem Prozess über diese Systemgrenze zugeführten Stoffströme mit Umgebungsbedingungen, vor allem mit Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur, anzusetzen, so als seien sie der angenommenen Umgebung direkt entnommen. An die Umgebung über die Systemgrenze abgeführte Stoffe liegen bei Umgebungsdruck vor. Es wird dabei unterstellt, dass die Umgebung unendlich groß ist, sodass die Interaktion des Prozesses mit der Umgebung keinen Einfluss auf diese besitzt.

Eine Ausnahme bildet der CO₂-Produktstrom bei den Kraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung. Da es neben der elektrischen Energiebereitstellung Zweck dieser Prozesse ist, das CO₂ nicht in die Atmosphäre abzugeben, werden für diesen Massenstrom in Abschnitt 3.1.3 Mindestanforderungen an dessen Reinheit und thermodynamischen Zustand an einer geeigneten Bilanzgrenzstelle festgelegt.

Abweichend von den Regelwerken¹⁶, wie z. B. ISO 2314 [14], VDI 3986 [39] oder DIN EN 12952-15 [40] (ehemals DIN 1942), wird ein anderer jedoch für alle Modellierungen einheitlicher Umgebungszustand verwendet. Dieser wird ausgehend von Daten des Deutschen Wetterdienstes¹⁷ [41], die für verschiedene deutsche Standorte über mehrere Jahre (2003-2007) gemittelt wurden, gewählt und findet eine gute Übereinstimmung mit den in Abbildung 3.1 gezeigten Jahresmittelwerten nach [42].

Abbildung 3.2 zeigt das Mollier-Diagramm für feuchte Luft. In dieses ist der Referenz-Umgebungszustand nach ISO 2314 mit einer relativen Luftfeuchte von 60 % bei 15 °C und 1013,25 mbar, der bei normativen Gasturbinenabnahmeversuchen verwendet wird, eingezeichnet (Punkt 1). Die zugehörige Kühlgrenztemperatur bzw. Feuchtkugeltemperatur ist als Punkt 2 gekennzeichnet. Im Vergleich zu Abbildung 3.1 zeigt sich, dass die realen

¹⁶ In den drei hier genannten Regelwerken sind drei unterschiedliche Bezugstemperaturen angegeben.

¹⁷ Auf den Webseiten des Deutschen Wetterdienstes sind Daten der Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit zu finden (https://opendata.dwd.de/climate_environment/CDC/; letzter Aufruf 14.04.2019). Aus diesen können Jahresmittelwerte oder aber bei Bedarf Jahresverläufe bestimmt werden.

Verhältnisse nicht durch den normativen Referenz-Umgebungszustand widerspiegelt werden.

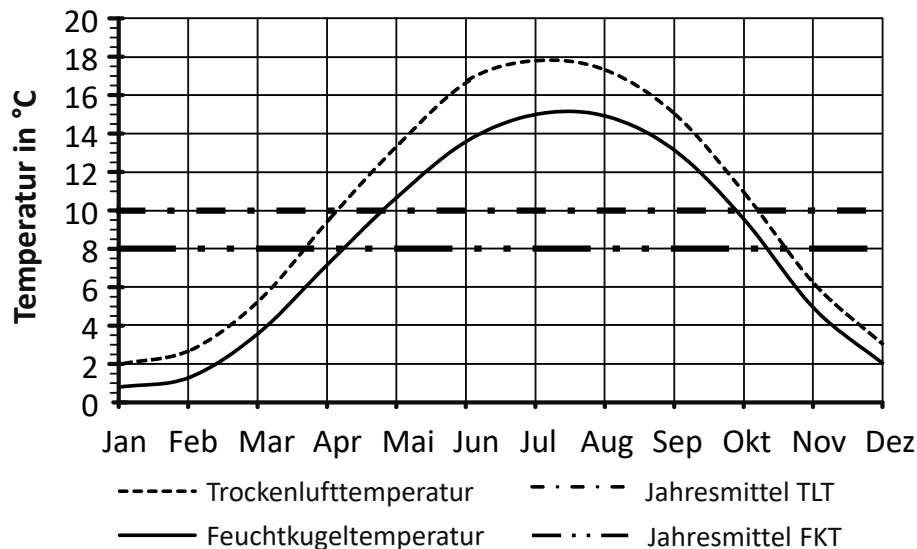


Abbildung 3.1: Jahresverlauf der monatsgemittelten Trockenlufttemperatur (entspricht der direkt gemessenen Umgebungslufttemperatur) sowie der Feuchtkugeltemperatur bzw. Kühlgrenztemperatur in Anlehnung an [42]

Während die Festlegung eines gemeinsamen Umgebungszustands für alle Prozesse im Sinne der Vergleichbarkeit geschieht, sollen die Randbedingungswerte einen möglichst realen Zustand für die gemäßigte mitteleuropäische Zone wiedergeben.

Für diese Arbeit erfolgt die Festlegung des Umgebungszustands (Punkt 3 in Abbildung 3.2) mit einem

- Umgebungsluftdruck p_u von 1,01325 bar, einer
- Umgebungstemperatur t_u von 10,0 °C bei einer
- relativen Umgebungsluftfeuchtigkeit φ_u von 77,0 %. Daraus ergibt sich eine
- Feuchtkugeltemperatur t_{FK} von ca. 8,0 °C (Punkt 4 in Abbildung 3.2).

Auf Grundlage der in den Teilkapiteln 4.1 und 4.4 beschriebenen Basismodelle nach dem Stand der Technik ergeben sich mit diesen gewählten Umgebungsbedingungen gegenüber jenen nach ISO 2314 für das steinkohlebefeuerte Dampfkraftwerk um 0,28 %-Punkte, für das braunkohlebefeuerte Dampfkraftwerk um 0,20 %-Punkte und für die GuD-Kraftwerke im Bereich von 0,24–0,26 %-Punkten höhere elektrische Nettowirkungsgrade (η_{u10}). Dieser Wirkungsgradunterschied ist im Wesentlichen durch den höheren Kondensatordruck bei den Bedingungen nach ISO 2314 bedingt, der sich unter den Vorgaben nach Abschnitt 3.3.13 ergibt.

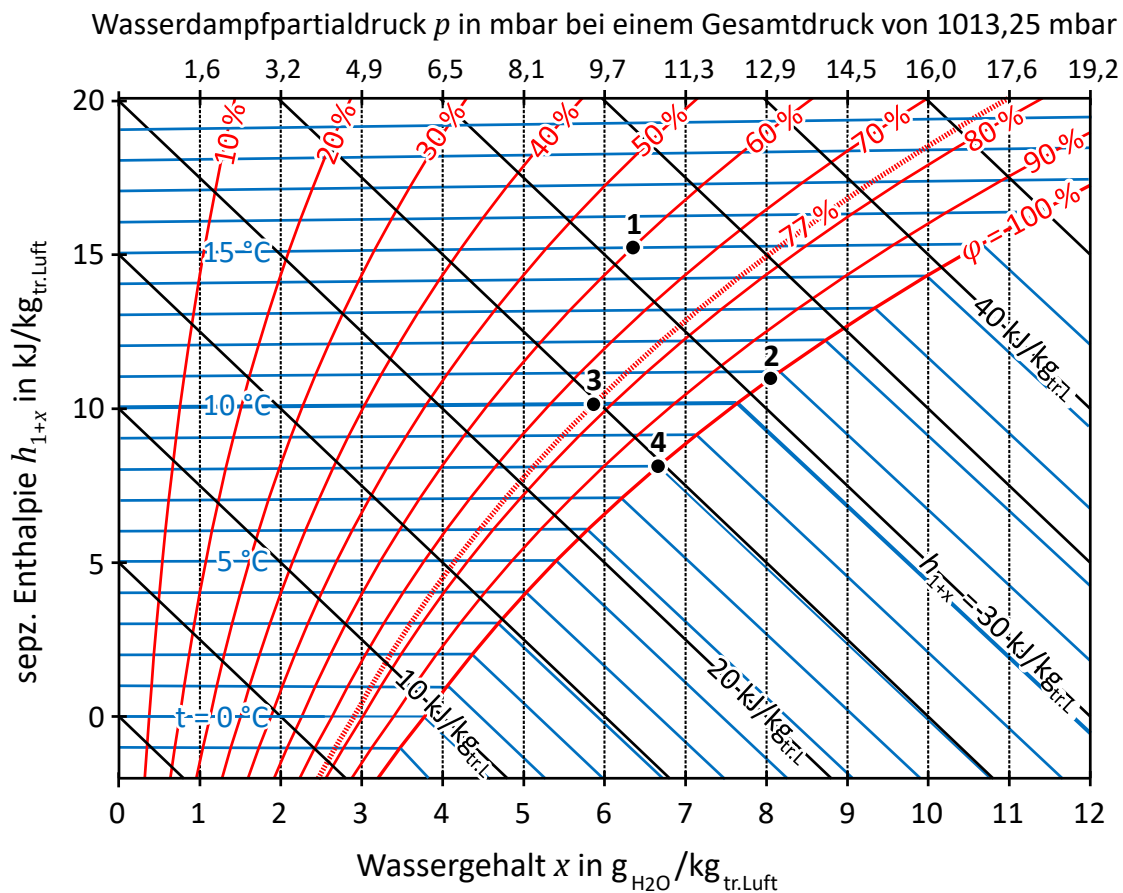


Abbildung 3.2: Mollier-Diagramm (h_{1+x} - x -Diagramm) zur Darstellung der Zustandsänderungen feuchter Luft bei 1,01325 bar [43]. Punkt 1: Umgebungsbedingungen nach ISO 2314 mit $t = 15^\circ\text{C}$ Umgebungstemperatur und $\varphi = 60\%$ rel. Luftfeuchtigkeit. Punkt 2: Kühlgrenzzustand zu Punkt 1 ($t = 10,78^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$). Punkt 3: in dieser Arbeit verwendete Umgebungsbedingungen ($t = 10,0^\circ\text{C}$, $\varphi = 77,0\%$). Punkt 4: Kühlgrenzzustand zu Punkt 3 ($t = 8,0^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$).

Die hier vorgenommene Definition der Bilanzgrenze hat zur Folge, dass die Verbrennungsluft mit dem definierten Umgebungszustand dem Prozess zuzuführen ist. Mit dem Ziel der Vergleichbarkeit und vor allem geschlossener Energiebilanzen ist dies eine wichtige Voraussetzung. Sämtliche Temperaturerhöhungen der Luft, die aus dem Kesselhaus des betrachteten Dampfkraftwerks angesaugt wird, dürfen letztlich nur durch Verlustenergieströme des Prozesses, die auch tatsächlich zur Erwärmung der Luft im Kesselhaus führen können, begründet und quantifiziert werden. Der Einfluss einer Modellierung einer innenliegenden Luftansaugung auf den elektrischen Wirkungsgrad wird im Zusammenhang mit der Bilanzgrenzenwahl genauer in Abschnitt 3.6.1 betrachtet.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass die Berücksichtigung der Rückgewinnung von eigentlichen Verlustenergieströmen auf der einen Seite aber einer fehlenden Modellierung dieser Verluste auf der anderen Seite als inkonsistent und somit im Sinne einer geschlossenen Energiebilanz als unzulässig anzusehen ist.

3.1.1 Zusammensetzung der trockenen Luft

Abgesehen vom variierenden Wasserdampfanteil ist die Luftzusammensetzung an allen Orten der Erde sehr ähnlich; es handelt sich um ein Vielstoffgemisch von typischerweise 15 nachweisbaren gasförmigen Stoffen [44, 45]. Lediglich der Anteil an Verunreinigungen, beispielsweise durch Emissionen industrieller Prozesse oder Verkehr, aber auch durch Naturereignisse wie Waldbrände, kann größeren Schwankungen in Abhängigkeit vom Standort unterliegen. Weiterhin können sich Stäube in unterschiedlicher Konzentration und Beschaffenheit in der Luft in Suspension befinden.

Die häufig zu findende Modellannahme, trockene Luft bestehe zu 21,0 Vol.-% aus Sauerstoff (O_2) und zu 79,0 Vol.-% aus Stickstoff (N_2), ist für Berechnungen sicherlich gerechtfertigt, in denen die stoffliche Zusammensetzung der Luft von untergeordneter Bedeutung ist. Steht die stoffliche Nutzung im Vordergrund, wie es bei der Trennung der Luft in ihre Bestandteile z. B. in kryogenen Luftzerlegungsanlagen der Fall ist, ist diese Vereinfachung nicht mehr gerechtfertigt.

Gemäß den Ausführungen aus den Teilkapiteln 2.2 und 2.3 sind alle Prozesse mit gleicher Modellierungstiefe zu simulieren, um so Inkonsistenzen weitmöglichst auszuschließen. Demnach ist eine für alle Untersuchungszwecke geeignete Luftzusammensetzung zu definieren. Diese ist in Tabelle 3.1 angegeben und beinhaltet die fünf Stoffe, die den größten Anteil der trockenen Luft ausmachen (99,997 Vol.-% nach [45]) und gleichzeitig die wichtigsten Komponenten darstellen, die maßgeblich für die Bestimmung des Energieaufwands von kryogenen Luftzerlegungsanlagen benötigt werden.

Besonders für die Detailberechnungen der kryogenen Luftzerlegung ist Argon eine nicht zu vernachlässigende Komponente, da sich dieses Gas als Mittelsieder zwischen den Lufthauptkomponenten Sauerstoff und Stickstoff im kryogenen Rektifikationsprozess aufkonzentrieren kann. Im Fall des Oxyfuel-Kraftwerks mit kryogener Luftzerlegungsanlage, die eine geringere Sauerstoffreinheit liefert, ist Argon im Teilprozess der CO_2 -Aufreinigung und -Verdichtung mit Werten von einigen Volumenprozent zu finden. Im Hinblick auf die Betrachtung der CO_2 -Emissionsbestimmung ist die Berücksichtigung des CO_2 in der Luftzusammensetzung, wenn auch mit geringem Ergebniseinfluss, ebenfalls gerechtfertigt. Die in Tabelle 3.1 dargestellte Zusammensetzung der trockenen Luft liegt mit guter Näherung zwischen den Angaben verschiedenster Literaturquellen [45–49].

Tabelle 3.1: Für diese Arbeit festgelegte Zusammensetzung der trockenen Luft in Massen- sowie Volumenanteilen. Zusätzlich ist der Anteil des Wasserdampfes der feuchten Luft bei dem in Teilkapitel 3.1 festgelegten Umgebungszustand von 1013,25 mbar, 10,0 °C und relativer Luftfeuchte von 77,0 % als Berechnungsergebnis des verwendeten Simulationswerkzeugs angegeben. Die Vorgabe der Zusammensetzung erfolgt in Massenanteilen. Die Volumenanteile sowie der Wasserdampfanteil sind auf Basis der Massenanteilvorgabe berechnet und in dieser Tabelle bis auf die dritte bzw. vierte signifikante Stelle gerundet dargestellt.

	Stoff	Massenanteil	Volumenanteil
trockene Luft	N ₂ Stickstoff	75,52 %	78,09 %
	O ₂ Sauerstoff	23,14 %	20,95 %
	Ar Argon	1,29 %	0,935 %
	CO ₂ Kohlenstoffdioxid	500 ppm	329 ppm
	H ₂ O Wasserdampf	0,5825 %	0,9333 %

3.1.2 Brennstoffzusammensetzungen

Die Art des Brennstoffs bestimmt weitestgehend die anwendbare Technologie zur Energiewandlung in Strom. Obwohl in den verschiedenen Kohlen eine Vielzahl der chemischen Elemente nachweisbar und etliche davon auch von umweltrelevanter Bedeutung sind (z. B. Quecksilber oder Chlor), wird hier die Kohle mit den für die energetische Prozessbewertung ergebnisrelevanten Stoffen modelliert. Gleiches gilt für das ausgewählte Erdgas.

Die Brennstoffzusammensetzung sowie der Heizwert zusammen mit weiteren informativen Kenngrößen sind für die gewählte Stein- und Braunkohle in Tabelle 3.2 und für Erdgas in Tabelle 3.3 zusammenfassend dargestellt.

Bei den Kohlen sind die Angaben auf den Rohzustand bezogen, so wie sie an der in Teilkapitel 3.1 festgelegten Bilanzgrenze des Kraftwerksprozesses vorliegen. Aus diesem Grund werden in diesem Abschnitt, in dem die Randbedingungen festgelegt werden, auch keine Angaben zur Zusammensetzung und zu den Eigenschaften der Trockenbraunkohle gemacht, weil diese nicht direkt der Umgebung entnommen werden kann. Stattdessen wird die Trockenbraunkohle im Gesamtprozess des trockenbraunkohlebefeuchten Dampfkraftwerks integriert aus Rohbraunkohle erzeugt (siehe Abschnitte 3.3.2 und 4.2.1). Für Referenzzwecke sind dennoch die wichtigsten Eigenschaften und die Zusammensetzung der erzeugten Trockenbraunkohle sowie des Braun- und Steinkohlenstaubs nach dem konventionellen Mahltrocknungsprozess in Tabelle A.1 im Anhang A.2 dieser Arbeit aufgeführt.

Die zusätzlichen Angaben von Flüchtigengehalt und Ascheerweichungspunkt in Tabelle 3.2 haben lediglich informativen Charakter. Diese Informationen erlauben jedoch Rück-

schlüsse auf die Realitätsnähe der Simulation bezüglich der Verhältnisse bei der Mahltrocknung sowie der Dampferzeugerauslegung (vgl. dazu auch Abschnitte 3.3.1 und 3.3.3).

Für eine korrekte Simulation ist zu beachten, dass die Brenn- bzw. Heizwerte konsequent auf den Rohzustand bei konstantem Druck bezogen werden, da die Verbrennung bei quasi-isobaren Verhältnissen durchgeführt wird (vgl. [50]). Für die Umrechnung des Heizwertes in den Brennwert wird Gleichung (3.1) nach VDI 3986 verwendet [39].

$$H_o = H_u + (8,9370 \cdot w_H + w_{H_2O}) \cdot \Delta h_v \quad (3.1)$$

Hierin sind w_H sowie w_{H_2O} die Massenanteile des Wasserstoffs bzw. des Wassers, die auf die Brennstoffmasse im Rohzustand bezogen sind. Bei der Bezugstemperatur von 25 °C ist für die Verdampfungsenthalpie des Wassers $\Delta h_v = 2442,5 \text{ kJ/kg}$ einzusetzen [39]. Die für die Wirkungsgradbestimmung auf andere Temperaturen bezogenen Heiz- und Brennwerte sind in Tabelle A.2 im Anhang A.3 dieser Arbeit zu finden.

Für alle Brennstoffe sind die spezifischen CO₂-Emissionen, die durch ihre Verbrennung freigesetzt werden, zum einen mit Bezug auf die Masse des Brennstoffs und zum anderen auch mit Bezug auf ihren Energiegehalt angegeben. Für die energiespezifische Angabe der CO₂-Emissionen wird der Heizwert bei 25 °C des Brennstoffs als Bezugsgröße herangezogen. Für die Berechnung der spezifischen CO₂-Emissionen wird die vollkommene Verbrennung (Definition siehe DIN 5499 [51]) des Kohlenstoffs bzw. der Kohlenwasserstoffe angenommen. Mögliche CO₂-Freisetzungen aus den mineralischen Anteilen des Brennstoffs finden im Rahmen dieser Arbeit keine Berücksichtigung, da zum einen die Asche nicht weiter spezifiziert wird und zum anderen davon ausgegangen wird, dass dieser Anteil zu vernachlässigen ist. Als Vergleichsgrößen sind zusätzlich der spezifische Sauerstoffbedarf mit Masse- und Energiebezug bei der vollkommenen stöchiometrischen Verbrennung angegeben.

Für Erdgas werden in Tabelle 3.3 neben der Zusammensetzung zum einen die bei Brenngasen üblichen volumenbezogenen Werte und zum anderen für den einfacheren Vergleich mit den festen Brennstoffen auch die massenbezogenen Werte angegeben.

Tabelle 3.2: Übersicht der Zusammensetzungen und der Eigenschaften der für die Untersuchungen dieser Arbeit festgelegten Festbrennstoffe. Alle Angaben sind auf den Rohzustand des Brennstoffs bezogen; Prozentangaben sind als Massenanteile zu verstehen; Ausnahmen sind entsprechend gekennzeichnet (waf = wasser- und aschefrei). Brennwertangabe aus Heizwertangabe nach Gleichung (3.1) berechnet; Bezugstemperatur für die Brenn- bzw. Heizwertangabe 25 °C.

Kenngroße	Steinkohle	Rohbraunkohle	Einheit
C	66,10	26,96	%
H	3,83	1,99	%
N	1,60	0,41	%
O	6,60	9,63	%
S	0,57	0,28	%
Asche	13,50	8,54	%
Wasser	7,80	52,19	%
Heizwert H_u	25,10	8,64	MJ/kg
Brennwert H_o	26,13	10,35	MJ/kg
Flüchtige (waf)	24,6	56,1	%
Ascheerweichung	1310	1100	°C
CO ₂ -Emissionen ^{a)}	2,422	0,988	kg _{CO₂} /kg _{Brennstoff}
	347,4	393,0	g/kWh _{th}
stöch. O ₂ -Bedarf ^{a)}	2,005	0,785	kg _{O₂} /kg _{Brennstoff}
	287,5	326,9	g/kWh _{th}

^{a)} energetischer Bezug auf den Heizwert bei 25 °C

Tabelle 3.3: Übersicht der Zusammensetzung und der Eigenschaften des für die Untersuchungen der GuD-Kraftwerksprozesse herangezogenen Erdgases. Die Vorgabe erfolgt in Volumenanteilen. Die Massenanteile sind auf Basis der Volumenanteilvorgabe mit Hilfe des Simulationswerkzeugs berechnet und bis auf die dritte bzw. vierte signifikante Stelle gerundet dargestellt. Die Brennwertangabe ist aus der Heizwertangabe nach Gleichung (3.1) berechnet. Für die Simulationen wird der massenbezogene Heizwert verwendet. Bezugstemperatur der Brenn- bzw. Heizwertangaben 25 °C; Normdichte des Erdgases 0,767 kg/m³_{i.N.} (1013,25 mbar; 0 °C).

Kenngroße	Massenbezug	Volumenbezug
Methan CH ₄	88,19 %	94,50 %
Ethan C ₂ H ₆	3,50 %	2,00 %
Propan C ₃ H ₈	2,57 %	1,00 %
CO ₂	4,61 %	1,80 %
N ₂	1,14 %	0,70 %
Heizwert H_u	46,95 MJ/kg	10,04 kWh/m ³
Brennwert H_o	52,05 MJ/kg	11,12 kWh/m ³
CO ₂ -Emissionen ^{a)}	2,645 kg _{CO₂} /kg _{Brennstoff}	
	202,7 g/kWh _{th}	
stöch. O ₂ -Bedarf ^{a)}	3,741 kg _{O₂} /kg _{Brennstoff}	
	286,8 g/kWh _{th}	

^{a)} energetischer Bezug auf den Heizwert bei 25 °C

3.1.3 CO₂-Produktstrom bei Kraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung

Bei den Untersuchungen der Kraftwerksprozesse mit CO₂-Abtrennung wird davon ausgegangen, dass der anfallende CO₂-Produktstrom einer geeigneten Speicherstätte zugeführt werden kann, um das CO₂ dauerhaft aus der Atmosphäre fernzuhalten und so dessen Auswirkungen in der Atmosphäre zu vermeiden. Zudem wird unterstellt, dass das abgetrennte CO₂ über eine Pipeline der Speicherstätte zugeführt wird.

Da der thermodynamische Zustand und auch die Reinheit des CO₂ zudem erheblichen Einfluss auf die Ergebnisgrößen sowie die spezifischen Rest-CO₂-Emissionen an die Atmosphäre haben können, müssen aus Gründen der Vergleichbarkeit der Technologien vereinheitlichende Randbedingungen gesetzt werden.

Als Bilanzgrenze des zu untersuchenden Prozesses zur Umgebung wird der Einströmflansch des Pipelinesystems am Kraftwerk definiert. Es wird angenommen, dass der CO₂-Produktstrom an dieser Stelle folgende Anforderungen zu erfüllen hat:

- Druck $p_{\text{CO}_2} = 110 \text{ bar}$
- Temperatur $t_{\text{CO}_2} \leq 40 \text{ °C}$
- CO₂-Reinheit $X_{\text{CO}_2} > 95 \text{ Gew.-%}$

Tatsächlich sind die Anforderungen an den Druck und die zulässigen Verunreinigungen (Reinheit) des CO₂-Produktstroms in Abhängigkeit von den individuellen Erfordernissen der Speicherstätte und der Entfernung des Kraftwerksstandortes zum Speicherort (Druckverlust im Pipelinesystem) zu wählen. Vermutlich sind deutlich weniger Verunreinigungen als die hier maximal als zulässig angenommenen 5 % erforderlich. Vor allem wird für den kostengünstigen Pipelinetransport ein sehr geringer zulässiger Feuchtegehalt gefordert [48]. Eine relativ ausführliche Übersicht auf Grundlage einer Literaturstudie der möglichen Verunreinigungen des CO₂-Produktstroms bei Anwendung der verschiedenen CO₂-Abtrennungsverfahren sowie Grenzwertvorschläge für Konzeptstudien werden in der Richtlinie „Quality Guidelines for Energy System Studies: CO₂ Impurities Design Parameters“ [31] des NETL gegeben.

3.2 Auswahl und Modellierung der Grundprozessschaltungen

Alle Prozesse, die sich den gleichen thermodynamischen Vergleichsprozessen (einfacher Dampfkraftwerksprozess oder GuD-Kraftwerksprozess) zuordnen lassen, werden auf Basis desselben Grundprozesses erstellt. In diesem Teilkapitel werden Quellen zu typischen Auslegungen der Prozesse zur Auswahl der Ausgangsprozessstopologie aufgeführt.

Eine genauere Darstellung erfolgt im Kapitel 4, in dem die durchgeführten Untersuchungen der entsprechenden Technologie, der dazu gewählte Parametersatz sowie die wichtigsten Ergebnisse beschrieben werden.

Für die Kraftwerksprozesse, die auf dem Dampfkraftprozess beruhen, wurde die Gestaltung der Prozesstopologie dem neuesten Stand der Technik nachempfunden. Dieser ist von nahezu allen großen Energieversorgungsunternehmen mit einiger technischer Detaillierung in der Literatur (z. B. [52–55]) veröffentlicht. Obwohl einige der Neubaukraftwerke mit einer seriellen kühlwasserseitigen Kondensatorschaltung zur Optimierung des sog. kalten Endes (siehe Abschnitt 3.3.12) ausgerüstet werden und somit zwei verschiedene Kondensationsdrücke des Dampfkraftwerksprozesses realisiert sind, wird diese wirkungsgradsteigernde Maßnahme aus Gründen der Vereinfachung in dieser Arbeit nicht modelliert und untersucht. Eingehende Untersuchungen zu dieser Schaltung und möglichen Varianten sind in [56] und [57] zu finden.

Es ist zu bemerken, dass sich das Konzept der verbesserten Rauchgaswärmenutzung, die durch eine erhöhte Luftbeaufschlagung des Regenerativ-Luftvorwärmers erreicht wird, bei Steinkohleanlagen durchgesetzt hat. Die erhöhte Beaufschlagung wird dadurch erzielt, dass die Sichertemperatur der Kohlemühle nicht mehr grundsätzlich durch Zugabe von Kaltluft¹⁸ eingestellt wird, sondern durch Abkühlung der Mühlenluft mit Hilfe von Speisewasser (siehe z. B. [55]). Dieses Konzept wurde bereits in der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen“ aus dem Jahr 2004 aufgenommen [58].

Das im Braunkohlekraftwerksblock Niederaußem K realisierte Rauchgaswärmenutzungssystem mit Luftvorwärmer-Bypass-Economiser [59] wurde bei den aktuelleren braunkohlebefeuchten Neubaukraftwerksprojekten nicht erneut verwirklicht. Stattdessen wird ein Rauchgaswärmenutzungssystem vorgesehen, welches die Rauchgase vor Eintritt in die Rauchgasentschwefelungsanlage abkühlt, indem Kondensat im Gegenzug aufgewärmt wird (siehe [53, 60]). Dieses System wird für die Gestaltung der Prozesstopologie zur Modellierung der braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerke im Rahmen dieser Arbeit zugrunde gelegt.

Der Antrieb der Speisewasserpumpen vieler Dampfkraftwerksneubauten der größten verwirklichten Leistungsklasse von bis zu 1100 MW_{el,brutto} erfolgt mit einer aus Anzapfdampf gespeisten Dampfturbine, der sog. Speisewasserpumpenantriebsturbine (SPAT). Dieses Antriebskonzept findet auch im Rahmen der Untersuchungen zum Technologievergleich in dieser Arbeit Anwendung.

¹⁸ Für Regelaufgaben z. B. bei schnellen Laständerungen wird dennoch die Mischung mit einem Kaltluftstrom notwendig.

Für diese Klasse von Kraftwerken stellt die regenerative Speisewasservorwärmung in neun Stufen den Stand der Technik dar und wird ebenfalls für die Gestaltung der Prozesstopologie der Modelle dieser Arbeit übernommen.

Weiterhin ist bei den kohlebefeierten Anlagen die Rauchgasableitung über den Naturzug-Nasskühlturm – falls vorhanden – als Stand der Technik anzusehen, weshalb sie auch in dieser Arbeit modelliert wird.

Für die Gestaltung der Prozesstopologie der GuD-Kraftwerke ist vor allem der der Gasturbinenanlage nachgeschaltete Abhitze-Dampferzeuger und dessen wärmetechnische Schaltung im Zusammenspiel mit dem gesamten Abhitze-Dampfkraftprozess entscheidend. Die Prozesstopologie der Modelle dieser Arbeit wird auf Grundlage von Herstellerangaben aus [61] und [62] gestaltet. Dabei wird auf die Ausführungen in [63–68]¹⁹ zurückgegriffen. Dementsprechend wird ein Drei-Druck-Abhitze-Dampfkraftprozess mit Zwischenüberhitzung als Stand der Technik modelliert.

Wie in Abschnitt 3.3.13 genauer erläutert wird, wird für alle untersuchten Prozesse dieser Arbeit von einer Umlaufkühlung mit Naturzug-Nasskühlturm ausgegangen.

3.2.1 Durchgeführte Prozessparameteroptimierungen

Mit dem Begriff der Prozessparameteroptimierung ist die Bestimmung von Parametern gemeint, die im Rahmen der üblichen Auslegung der Kraftwerksprozesse auf die gegebenen spezifischen Anforderungen vorgenommen werden, um einen optimalen Kosten-Nutzen-Effekt zu erzielen. In der Anlagenausführung haben diese Parameter dann durch die bestimmten Druck- und Temperaturstufen sowie durch die zu bewältigenden Durchsätze bzw. Leistungen Einfluss auf die Aggregat-, Apparat-, Rohrleitungs- und Armaturenauslegungen. Typische Beispiele sind die Festlegung der Anzapfungen an der Dampfturbine zur regenerativen Speisewasservorwärmung im Wasser-Dampf-Kreislauf oder die Optimierung des sog. kalten Endes, bei dem die optimale Auslegung des Zusammenspiels zwischen Kühlturmgröße, Kühlwassermenge, Kondensatordruck und Niederdruckteil der Dampfturbine angestrebt wird.

Diese Art der Optimierung darf nicht mit allgemeinen Prozessoptimierungen, wie Optimierungen der Schlüsseltechnologien und deren optimierte Integration in den Gesamtprozess, verwechselt werden. Solche allgemeinen Prozessoptimierungen werden

¹⁹ Wenn auch nicht mehr den aktuellen Stand der Technik widerspiegelnd, sei auf die sehr anschauliche Darstellung der thermodynamischen Zusammenhänge von Abhitze-Dampferzeugern in [69] hingewiesen.

in dieser Arbeit nicht durchgeführt. So werden beispielsweise weder mögliche Wirkungsgradpotenziale infolge der Wahl alternativer nasschemischer Absorptionsmittel bei der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung noch der Wirkungsgradeinfluss alternativer Verdichtungsprozessführungen von Luft oder CO₂ bei den Kraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung und damit möglicher alternativer Wärmerückgewinnungsmöglichkeiten untersucht. Auch werden die Wirkungsgradauswirkungen der Anzahl der Vorwärmstufen im Dampfkraftwerk oder die Anzahl der Druckstufen des Abhitze-Dampfkraftprozesses bei dem GuD-Kraftwerk nicht untersucht. Dazu müsste idealerweise eine den Lebenszyklus der jeweiligen Anlage überspannende Wirtschaftlichkeitsanalyse durchgeführt werden, die, wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, außerhalb des Fokus dieser Arbeit steht.

Die Prozessparameter, welche in dieser Arbeit einer Optimierung zugeführt werden, ergeben bei ihrer Variation im mathematischen Sinn keine monoton steigende bzw. fallende Funktion des elektrischen Wirkungsgrads des Gesamtprozesses. Dementsprechend liegt im Funktionsverlauf des Wirkungsgrads in Abhängigkeit von dem veränderten Parameter (mindestens) ein Extremwert vor, der in aller Regel ein Maximum darstellt und durch ein Optimierungsverfahren gefunden werden soll. Die im Rahmen der Technologievergleichsstudie durchgeführten Optimierungen, die auch typische Optimierungsaufgaben in der praktischen Auslegung von Kraftwerken darstellen, sind:

- die optimale Wahl der Anzapfdrucke zur Dampfversorgung der regenerativen Speisewasservorwärmung
- die optimale Wahl der Drücke der Druckstufen des Abhitze-Dampferzeugers bei den GuD-Kraftwerken

Bei den Oxyfuel-Kraftwerken mit Sauerstoffbereitstellung durch Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage wird die Wahl der membranseitigen Prozessdrücke optimiert.

Das gewählte Vorgehen soll am Beispiel der optimalen Wahl der Anzapfdrucke bei der Gestaltung der regenerativen Speisewasservorwärmung des einfachen Dampfkraftwerksprozesses dargestellt werden. Dazu werden im Folgenden zunächst die thermodynamischen sowie technischen Zusammenhänge dieses Optimierungsproblems beschrieben und gleichzeitig der Stand der Technik erläutert, bevor die eigentliche mathematisch/numerische Herangehensweise der Optimierung erläutert wird.

Die Kondensat- bzw. Speisewasservorwärmung mit Anzapfdampf aus der Dampfturbine wird zur Wirkungsgradsteigerung des einfachen Dampfkraftwerksprozesses genutzt. Eine einfache Erklärung dieses Effekts lässt sich darin finden, dass die Kondensationsenthalpie dieses Teildampfmassenstroms nicht mehr über den Hauptkondensator als Verlust an die Umgebung abgegeben wird, sondern intern im Prozess genutzt wird. Durch

die so erzielte Vorwärmung des Kesselspeisewassers wird weniger Brennstoff benötigt, um den Frischdampf zu erzeugen. Bei optimaler Wahl der Anzapfstelle und damit des Anzapfdrucks überwiegt die Brennstoffersparnis den Leistungsverlust, der sich durch die Verringerung des Dampfmassenstroms in den nachfolgenden Turbinenstufen nach der Anzapfung einstellt. Wird demgegenüber der Dampf früher, d. h. bei höherem Druck entnommen, so kann das Speisewasser zwar auf eine höhere Temperatur erwärmt und noch mehr Brennstoff eingespart werden – jedoch auf Kosten überproportionaler Leistungseinbußen der Dampfturbine. Bei einem geringeren als dem optimalen Anzapfdruck, ist die Brennstoffersparnis trotz höherer Dampfturbinenleistung nicht so hoch wie sie sein könnte. In beiden Fällen fällt der elektrische Wirkungsgrad geringer aus als bei optimal gewähltem Anzapfdruck.

Zu jeder Vorwärmer-Stufenanzahl existiert bei gegebener sonstiger Prozesskonfiguration eine thermodynamisch optimale Temperatur des Speisewassers am Austritt des letzten dampfbeheizten Vorwärmers (optimale Speisewasserendtemperatur). Dabei ist die optimale Temperatur umso höher, je größer die gewählte Anzahl der Speisewasservorwärmstufen im Prozess ist. Sie erreicht einen Maximalwert für den theoretischen Grenzfall einer kontinuierlichen regenerativen Speisewasservorwärmung (d. h. unendlich viele Speisewasservorwärmstufen). Der Anstieg der optimalen Speisewasserendtemperatur fällt mit steigender Vorwärmeranzahl geringer aus (siehe z. B. [70, 71]).

Bei den Dampfkraftwerken nach dem Stand der Technik liegt die gewählte Speisewasserendtemperatur im Bereich von 290–320 °C und damit nicht im theoretischen thermodynamischen Optimum des Dampfkraftwerksprozesses, sondern darunter. Der Grund ist unter anderem in Kosten-Nutzen-Abwägungen z. B. den steigenden Kosten der Vorwärmer, die mit steigender Temperatur dem damit verbundenen überproportional steigenden Druck standhalten müssen, zu finden. Weiterhin beeinflusst die Speisewasserendtemperatur die luft-/rauchgasseitigen Bedingungen am kalten Ende des Dampferzeugers, da der Economiser als letzte Heizfläche auf der Rauchgasseite des Dampferzeugers von dem endvorgewärmten Speisewasser durchströmt wird. Unter der Voraussetzung, dass der Economiser mit der gleichen Grädigkeit zwischen Rauchgas und Speisewasser auf der rauchgasseitigen Austrittsseite ausgelegt wird, führt eine gesteigerte Speisewasserendtemperatur zu einer höheren Rauchgastemperatur am Economiser-Austritt. Um den Vorteil des verbesserten Dampfkraftwerksprozesses nicht durch gesteigerte Rauchgaswärmeverluste des Dampferzeugers zu verlieren, muss die sonst ungenutzte Rauchgasenthalpie genutzt werden, indem die Luftvorwärmung durch den rauchgasbeheizten Regenerativ-Luftvorwärmer gesteigert wird. Diese Maßnahme hat ihrerseits Auswirkungen auf verbrennungstechnische Gesichtspunkte und ist brennstoffabhängig

in Richtung hoher Lufttemperaturen begrenzt. Weiterhin ist dabei zu beachten, dass aufgrund der unterschiedlichen Wärmekapazitätsströme des Luft- und des Rauchgasstroms die kleinste Temperaturannäherung auf der warmen Seite des Luftvorwärmers (LuVo) liegt. Um die Rauchgastemperatur am LuVo-Austritt und somit die Rauchgasverluste des Dampferzeugers konstant halten zu können, müsste diese Grädigkeit bei Steigerung des Temperaturniveaus am warmen Ende durch Kosten von mehr Heizfläche weiter abgesenkt werden. Würde stattdessen die Wärmeaufnahme des Economisers zur Rauchgasabkühlung unter Absenkung der Grädigkeiten an diesem Bauteil durch mehr Heizfläche erhöht, wird damit die Speisewassererwärmung im Economiser vergrößert. Dabei ist zu bedenken, dass noch weitere Steigerungen der Speisewassertemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger Herausforderungen bei der Wahl des Membranwandmaterials führen (siehe Erläuterungen in Abschnitt 3.3.3).

Wird bei gleicher Speisewasserendtemperatur und ansonsten gleichem thermodynamischen Prozess lediglich die Anzahl der regenerativen Speisewasservorwärmstufen erhöht, so wird der realisierbare Wirkungsgrad des Gesamtprozesses erhöht. Allerdings fällt der zusätzliche Wirkungsgradgewinn mit jeder zusätzlich ausgeführten Vorwärmstufe verhältnismäßig stark ab.

Vor diesem Hintergrund kann davon ausgegangen werden, dass die bei nahezu allen Dampfkraftwerken der zuletzt fertig gestellten Generation angewendete neunstufige regenerative Speisewasservorwärmung als derzeitiges wirtschaftliches Optimum angesehen wird.

Die Speisewasserendtemperatur kann zusammen mit weiteren Auslegungsparametern als Indikator für den technischen Fortschritt dienen, da durch diese Temperatur der thermische Prozesswirkungsgrad des Dampfkraftwerkes wesentlich beeinflusst wird. Aus diesem Grund und zum Zweck der Sicherstellung der Vergleichbarkeit der Untersuchungen wird in dieser Arbeit für alle dampfkraftwerksbasierten Prozesse eine neunstufige Speisewasservorwärmung mit einer Speisewasserendtemperatur von 300 °C für die 600-°C-Technologie und von 330 °C für die 700-°C-Technologie festgelegt.

Mit der Festlegung der Speisewasserendtemperatur liegt der Druck der hochwertigsten Anzapfung, die nach dem heutigen Stand der Technik durch die Realisierung einer Anzapfung aus der Hochdruck-Dampfturbine erfolgt, in einem engen Wertebereich²⁰ fest. Weiterhin ist es zweckmäßig, dass Dampf zur Vorwärmung verwendet wird, wenn er eine Teilturbine verlässt. Deshalb wird der Dampf am Austritt der Hochdruck-Dampfturbine

²⁰ Dieser Wertebereich ergibt sich bei festgelegter Prozessschaltung durch die Grädigkeit des Vorwärmers und die Überhitzung des Anzapfdampfes.

(kalte ZÜ) und am Austritt der Mitteldruck-Dampfturbine (Überströmleitung zur ND-DT) zur Vorwärmung eingesetzt. Für jede weitere Vorwärmstufe muss eine Anzapfstelle in dem Gehäuse der Dampfturbine vorgesehen werden, die mit zusätzlichen Kosten verbunden ist. Die bestimmenden Randbedingungen der technischen Umsetzung von Anzahl und Druck der Anzapfungen sind von der Gehäusegröße und -konstruktion sowie der Anzahl der Entspannungsstufen abhängig. Die Gestaltungsmöglichkeiten sind in der Praxis mit dem Dampfturbinenhersteller abzustimmen.

Im Rahmen dieser Arbeit bestand kein Zugang zu Auslegungsunterlagen verschiedener Dampfturbinenhersteller, um eine verallgemeinernde Berücksichtigung der maschinen-technischen Einschränkungen bzw. Möglichkeiten zu erarbeiten. Daher wird ersatzweise die optimale Aufteilung der Anzapfdrücke mit Hilfe eines Optimierungsalgorithmus durch Simulation der Kraftwerksmodelle bestimmt. Als Optimierungsgröße wird der elektrische Nettowirkungsgrad η_{u10} verwendet (siehe Definition in Tabelle 3.5 in Abschnitt 3.6.1). Mit der Festlegung der Speisewasserendtemperatur und des Kondensatordrucks handelt es sich bei n Vorwärmstufen um ein $(n - 1)$ -dimensionales Optimierungsproblem (d. h. hier 8-dimensional, da neun Vorwärmstufen vorgesehen sind). Die entsprechende mathematische Darstellung der Optimierungsaufgabe ist in Gleichung (3.2) gegeben.

$$\sum_{i=1}^{n-1} \frac{\partial \eta_{u10}}{\partial p_i} = 0 \quad (3.2)$$

Für die Lösung dieser klassischen Optimierungsaufgabe bei der Gestaltung von Dampfkraftprozessen wurden in der Historie verschiedene Näherungsmethoden mit unterschiedlichen Vereinfachungsgraden entwickelt (siehe z. B. [72–79]). Durch die Möglichkeiten der heutigen computergestützten Simulationstechnik, mit deren Hilfe der gesamte Prozess mit vergleichsweise geringem zeitlichem Aufwand berechnet werden kann, wird die Optimierung der Anzapfdrücke unter Berücksichtigung aller modellierten Details durchführbar. So können die Abhängigkeiten des jeweils optimalen Drucks vom Vorwärmertyp (Misch- oder Oberflächenvorwärmer) und der Schaltung der Kondensatableitung (Ablauf oder Vorwärtspumpen des Heizkondensats) ohne große Schwierigkeiten und größere Vereinfachungen berücksichtigt werden.

Für die Auswahl eines geeigneten Optimierungsalgorithmus sind die Eigenschaften entscheidend, mit denen die zu optimierende Funktion vorliegt. Aus Sicht des Optimierungsproblems erscheint das in der Simulationsumgebung erstellte Gesamtkraftwerksmodell als ein Black-Box-Modell: Die zu optimierenden Parameter werden vorgegeben, die

Simulation wird durchgeführt und der Wert der skalaren Zielgröße (der elektrische Netowirkungsgrad) wird bestimmt. Davon ausgehend erfolgen eine geeignete Veränderung des Parametersatzes und die Wiederholung des Vorgangs, bis die zusätzlich erreichte Verbesserung des Zielgrößenwertes unterhalb eines festgelegten Grenzwertes gefallen ist. Da kein Zugriff auf die inneren mathematischen Zusammenhänge des Modells besteht, muss punktweise mit den direkten Funktionswerten der Zielfunktion, d. h. ohne Ableitungen, gearbeitet werden. Verfahren, die auf numerische Ableitungen setzen, bieten sich nicht an, da der Berechnungsaufwand aufgrund der hohen Dimensionsanzahl relativ hoch ist. Im achtdimensionalen Fall der neunstufigen Speisewasservorwärmung wären vom aktuellen Ausgangspunkt also 16 zusätzliche Simulationsläufe notwendig, um den Wirkungsgradgradienten näherungsweise zu bestimmen.

Im Nahbereich des globalen Optimums liegt ein relativ flacher Verlauf des elektrischen Wirkungsgrads in Abhängigkeit von den Anzapfdrücken vor (siehe Anhang A.4). Geringfügige Abweichungen der Drücke vom tatsächlich optimalen Wert (in diesem Fall ein 8-Tupel) am Wirkungsgradmaximum haben eine geringere Wirkungsgradeinbuße zur Folge, als wenn die Drücke deutlich weiter vom jeweiligen Optimalwert entfernt verändert würden. Aufgrund dieses Funktionsverhaltens ist eine hohe Anforderung an die Genauigkeit des zu bestimmenden Wirkungsgradoptimums zu stellen, um so neben der optimalen Gesamtprozesseffizienz vor allem ein eindeutiges Kriterium zur Festlegung der Anzapfdrücke zu erhalten. Dazu wird die Optimierung solange durchgeführt, bis sich die Drücke an den Anzapfungen um weniger als 1 % des Drucks von der vorangegangenen Simulation verändern. Anschließend wird eine Rundung der Druckwerte vorgenommen. Dies führt zu Veränderungen im Wirkungsgrad, die sich in nahezu allen Fällen mit einer relativen Änderung von weniger als 10^{-4} auswirken. Zudem ist zu bedenken, dass in der Realität die Anzapfdrücke ebenfalls nicht entsprechend dem genauen thermodynamischen Optimum gewählt werden können (u. a. wegen Stufenanzahl, Gehäuseaufteilung und -gestaltung der Dampfturbine).

Um die oben genannten Optimierungsziele zu erreichen, werden folgende Anforderungen an das Modell bzw. das Simulationsergebnis gestellt:

1. Konsistenz des Ergebnisses, d. h. hohe Wiederholgenauigkeit des Ergebnisses, auch wenn von verschiedenen Start-Tupeln ausgegangen wird.
2. Kurze Rechenzeit des einzelnen Simulationslaufs zur Begrenzung des zeitlichen Aufwands der Optimierung.

Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen bei der Modellierung und der Kenntnis des qualitativen Funktionsverlaufs (siehe Anhang A.4) wurde ein angepasstes Optimierungsverfahren²¹ als Skript in der Simulationsumgebung entworfen und implementiert, sodass eine optimale Lösungsgeschwindigkeit zu erwarten ist. Das mehrdimensionale konvexe Optimierungsproblem wird dabei auf jeweils eine Dimension reduziert; d. h. aus dem Tupel der zu optimierenden Parameter wird ein einzelner ausgewählt und dem Optimierungsverfahren zugeführt. Ist das Maximum in dieser Dimension bestimmt, wird ein nächster Parameter ausgewählt und optimiert. Die Auswahl der Parameterreihenfolge sowie deren Startwerte erfolgt nach dem Zufallsprinzip. Dieser Ablauf erfolgt solange, bis alle Parameter der eindimensionalen Optimierung zugeführt wurden. Daraufhin wird der Vorgang erneut gestartet, bis sich eine entsprechend den obigen Ausführungen geringe Änderung der Parameterwerte eingestellt hat. Das eindimensionale Optimierungsverfahren beruht zur zügigen Eingrenzung des Wertebereiches zunächst auf dem Parabel-Approximations-Verfahren [82] und wird zur endgültigen Bestimmung des lokalen Optimums auf ein Drei-Intervallverfahren umgeschaltet.

Die Prozessparameteroptimierung zur Festlegung der Anzapfdrücke für die Beheizung der Vorwärmer der regenerativen Speisewasservorwärmung wird nur bei den grundlegenden stein- und rohbraunkohlebefeuerten Dampfkraftwerksprozessen der 600-°C-Technologie sowie der 700-°C-Technologie durchgeführt. Im letztgenannten Fall ist dies besonders wichtig, da die Prozessparameter des Wasser-/Dampfkreislaufs gegenüber den Prozessen der 600-°C-Technologie nach dem Stand der Technik deutlich unterschiedlich sind.

Bei den Kraftwerksprozessen, die von diesen Ausgangsprozessen durch Integration einer neuen Schlüsseltechnologie (z. B. Braunkohlevortrocknungsanlage oder CO₂-Abtrennungsanlage) abgeleitet werden, wird dagegen keine Optimierung der Anzapfdrücke vorgenommen. In diesen Fällen überschneidet sich die Prozessparameteroptimierung mit der allgemeinen Prozessoptimierung. Wie zu erwarten, zeigten versuchsweise durchgeführte Optimierungsläufe Verschiebungen der Anzapfdrücke, sodass diese bei Dampfentnahmen den minimalen Dampfqualitätsanforderungen des Dampfverbrauchers entsprechen und bei Abwärme-Reintegration die maximale Wärmemenge zur höchstmöglichen Temperatur durch Minimierung von Grädigkeiten ermöglicht wird. Neben der

²¹ Im Verlauf der Arbeit wurde zur Kontrolle zusätzlich das Downhill-Simplex-Verfahren [80] programmiert und in Anlehnung an [81] implementiert. Es zeigten sich gleiche Ergebnisse bei ähnlicher Bestimmungszeit. Aus Konsistenzgründen wurde das im Haupttext beschriebene Verfahren beibehalten. Ohne vorherige Kenntnis des Funktionsverlaufs – besonders, wenn das lokale nicht dem globalen Maximum entspricht – ist zu empfehlen, auf numerisch aufwändigere Verfahren, wie z. B. evolutionäre Algorithmen, zurückgreifen.

Kostenseite muss bei einer realen Ausführung vor allem auch beachtet werden, dass hier lediglich der Volllastauslegungswirkungsgrad optimiert wird. Tatsächlich sollte die Auslegung eines Kraftwerksprozesses den betriebsoptimalen Wirkungsgrad anstreben. Aus diesem Grund wird hier von dieser Art von Optimierung abgesehen.

3.2.2 Definition des Verbrennungsluftverhältnisses im Zusammenhang mit der Rauchgasrückführung

Das stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis ist eine wesentliche Kenngröße zur Beschreibung der Bedingungen im jeweiligen Verbrennungsprozess, die großen Einfluss auf die Schadstoffbildung, den Ausbrand des Brennstoffs und die Auslegung der Anlage hat. Das stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis beschreibt das Verhältnis der zur Verbrennung zugeführten Luftmasse zu jener Luftmasse, die zur stöchiometrischen vollkommenen Verbrennung des zugeführten Brennstoffmassenstroms benötigt würde. Allgemeingültiger ausgedrückt wird das Verhältnis zwischen dem zugeführten und dem mindestens erforderlichen Sauerstoffmassenstrom zur theoretisch vollständigen Verbrennung des Brennstoffs gebildet. Somit ist das Verbrennungssauerstoffverhältnis auch auf die Fälle mit Rauchgasrückführung wie beispielsweise bei dem Oxyfuel-Kraftwerk eindeutig definiert. Obwohl in diesen Fällen vom stöchiometrischen Oxidator- oder Verbrennungsgas-Verhältnis gesprochen werden könnte, ist der allgemeine Bezug auf den Sauerstoffgehalt des Oxidators sinnvoller, sodass der Begriff des Verbrennungssauerstoffverhältnisses nachfolgend in dieser Arbeit konsequent zur Anwendung kommt.

Sieht die Gesamtprozessgestaltung eine Rauchgasrückführung vor, kann es zu Missverständnissen bezüglich des Verbrennungssauerstoffverhältnisses kommen. Wegen des Restsauerstoffgehalts in dem zurückgeführten Rauchgas wird mit diesem ein Sauerstoffmassenstrom, der in die Bestimmung des Verbrennungssauerstoffverhältnisses einfließt, dem Verbrennungsprozess zugeführt. Der FDBR führt für den hier betrachteten Fall der Berücksichtigung des insgesamt der Feuerung zugeführten Sauerstoffs in [83] den Begriff des Sauerstoffverhältnisses ein. Wird der mit dem Rauchgas zurückgeführte Sauerstoff nicht in die Bilanz zur Bestimmung des stöchiometrischen Verhältnisses aufgenommen, ergäben sich andere Werte. Für den letztgenannten Fall wird vom FDBR der Begriff des Luftverhältnisses verwendet. Um möglichen Missverständnissen aufgrund der Zuführung von Sauerstoff bei Oxyfuel-Kraftwerksprozessen vorzubeugen, wird in dieser Arbeit im Fall des Sauerstoffverhältnisses der Begriff des Verbrennungssauerstoffverhältnisses der Feuerung λ_F verwendet. Diese Größe charakterisiert die Bedingungen der Verbrennung besser als das globale Verbrennungssauerstoffverhältnis λ_G , bei dem der Sauerstoffanteil der zurückgeführten Rauchgase unberücksichtigt bleibt. Letztere Größe ist eher als

prozessübergreifende Kenngröße zu verstehen, da sie beschreibt, wie viel Sauerstoff dem Prozess von außen zuzuführen ist. Beispielsweise ist dies bei dem Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage entscheidend für den elektrischen Eigenbedarf zur Sauerstoffbereitstellung.

Unter Kenntnis der zurückgeführten Rauchgasmenge lassen sich beide Größen λ_F und λ_G ineinander überführen. Allerdings kann es bei der Angabe der Rauchgasrückführungsrate zur Einschätzung des anteilig zurückgeführten Rauchgasmassenstroms ebenfalls zu Missverständnissen beziehungsweise Verwechslungen kommen. Es können zwei Definitionen zur Bestimmung der Rauchgasrückführungsrate verwendet werden: entweder kann der zurückgeführte Rauchgasmassenstrom auf den Rauchgasmassenstrom vor Abzweig ($R_{R,v}$) oder aber auf den Rauchgasmassenstrom nach Abzweig ($R_{R,n}$) bezogen werden (siehe Gleichungen (3.3), Zuordnung der Massenströme siehe Abbildung 3.3). Letztere Definition findet in den Berechnungsgängen des *FDBR-Handbuchs Wärme- und Strömungstechnik* in [83] Anwendung.

$$R_{R,v} = \frac{\dot{m}_{RR}}{\dot{m}_{RG}} \quad \text{und} \quad R_{R,n} = \frac{\dot{m}_{RR}}{\dot{m}_{AG}} \quad (3.3)$$

In Abbildung 3.3 sind die Bilanzgrenzen beider Definitionen des Verbrennungssauerstoffverhältnisses veranschaulicht. Zudem sind die in Gleichung (3.3) verwendeten Massenströme angegeben.

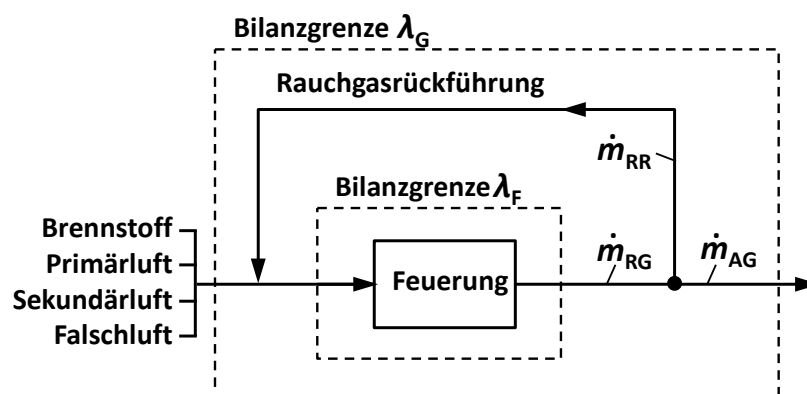


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der Bilanzen zur Bildung des globalen Verbrennungssauerstoffverhältnisses λ_G sowie des Verbrennungssauerstoffverhältnisses der Feuerung λ_F . Zudem Zuordnung der Massenströme zur Bildung der Rauchgasrückführungsrate nach Gleichung (3.3).

Beide Darstellungen der Rauchgasrückführungsrate haben ihre sinnvolle Berechtigung. Die Definition $R_{R,v}$ kann nur im Wertebereich zwischen null und eins liegen. Dies ist vorteilhaft, wenn in Diagrammen weite Bereiche von Rauchgasrückführungsrate dargestellt werden sollen. Dagegen spiegelt $R_{R,n}$ direkt die lineare Proportionalität zwischen

zurückgeführtem Massenstrom und Rauchgasrückführungsrate wider. Allerdings läuft der Bereich von $R_{R,n}$ entsprechend der linearen Proportionalität mit dem zurückgeführten Massenstrom zwischen null und (theoretisch) unendlich großen Werten.

Die Angaben dieser Arbeit beziehen sich ausschließlich auf $R_{R,v}$. Die Größe der Rauchgasrückführungsrate $R_{R,v}$ wird aus den gesetzten technologischen Anforderungen des jeweiligen Gesamtprozesses in den Simulationen bestimmt und ist somit ein Simulationsergebnis (siehe dazu Abschnitt 3.3.3).

Das Nomogramm in Abbildung 3.4 veranschaulicht den Zusammenhang der verschiedenen Definitionen des Verbrenungssauerstoffverhältnisses in Abhängigkeit von der Rauchgasrückführungsrate beider Definitionen. Die Umrechnungsvorschriften aller in diesem Abschnitt genannten Größen ist in Tabelle A.3 im Anhang A.5 dieser Arbeit beigelegt.

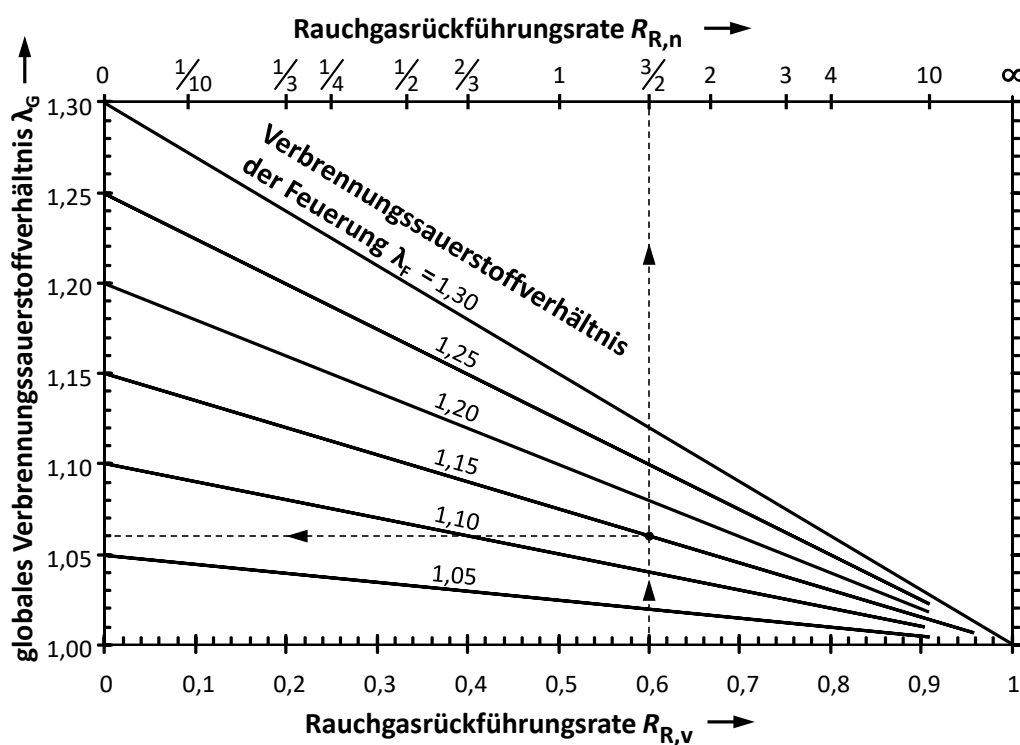


Abbildung 3.4: Nomogramm zum Ablesen der Verknüpfung des Verbrenungssauerstoffverhältnisses der Feuerung λ_F mit dem globalen Verbrenungssauerstoffverhältnis λ_G abhängig von der Rauchgasrückführungsrate. Gleichzeitig lässt sich die feste Kopplung beider Definitionen der Rauchgasrückführungsrate aus Gleichung (3.3) ablesen. (Eingezeichnetes Beispiel: Gegeben: $R_{R,v} = 0,6$; $\lambda_F = 1,15$; Ergebnis: $R_{R,n} = 1,5$; $\lambda_G = 1,06$).

Unter Berücksichtigung der Bilanzgrenze für λ_G aus Abbildung 3.3 lässt sich erschließen, dass bei festgehaltenem globalen Verbrenungssauerstoffverhältnis λ_G mit zunehmender

Rauchgasrückführungsrate der Restsauerstoffgehalt des Rauchgases konstant bliebe. Mit Hilfe des Nomogramms lässt sich nachvollziehen, dass das Verbrennungssauerstoffverhältnis der Feuerung λ_F in diesem Fall steigen würde. Somit würden sich bei dieser Annahme deutliche Änderungen der Verbrennungsbedingungen ergeben. Wenn nicht anders angegeben, beziehen sich daher alle Angaben dieser Arbeit auf λ_F . Um die technologische Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Prozesse herzustellen, wird in den Simulationen der kohlebefeueren Dampfkraftwerksprozesse dieser Arbeit das Verbrennungssauerstoffverhältnis der Feuerung mit einem dem Stand der Technik widerspiegelnden Wert $\lambda_F = 1,15 = \text{konst.}$ gesetzt. Als Konsequenz daraus ergibt sich ein sinkender Restsauerstoffgehalt der Rauchgase mit steigender Rauchgasrückführungsrate.

Zur Bestimmung des zugeführten Sauerstoffmassenstroms werden alle Gasmassenströme, die der Feuerung zugeführt werden, gedanklich vor der Verbrennung vermischt und der in diesem Gasstrom, dem Oxidator, enthaltene Sauerstoff bestimmt. Es wird demnach keine Aussage über die Details der Feuerungsführung getroffen, sondern nur über die grundlegenden Verhältnisse der Feuerung. Neben den gezielt der Verbrennung zugeführten Gasströmen (Primär- und Sekundärgas) wird auch die ungewollt der Verbrennung zugeführte Falschlufte bilanziert, sodass diese bei der hier vorgenommenen Modellierung vollständig an der Verbrennung teilnimmt (vgl. Abbildung 3.3). Der Massenstrom der Falschlufte wird als Anteil des Rauchgasmassenstroms am Economiser-Austritt des Dampferzeugers (d. h. ggf. vor DeNO_x) festgelegt. Der Rauchgasmassenstrom an dieser Stelle ist ein Maß für das Bauvolumen des Dampferzeugers und somit auch ein Maß für die Größe der potenziellen Leckagestellen, an denen Falschlufte eintreten kann.

3.3 Teilprozessmodelle und deren Parametrierung

In den folgenden Abschnitten dieses Teilkapitels werden die zur Durchführung der Modellierungen und Simulationen im Rahmen der Vergleichsstudie dieser Arbeit benötigten Teilprozessmodelle und deren Parametrierung beschrieben. Neben der Dokumentation und der Erzielung der Wiederholbarkeit der durchgeführten Untersuchungen wird, unter Bezugnahme der Funktion der jeweiligen Teilprozesse, das gewählte Vorgehen begründet.

Zur Bewertung eines thermodynamischen Kraftwerksprozesses ist die Zusammensetzung der Rauchgase nur zur Bestimmung der benötigten thermodynamischen Kenngrößen der Rauchgase wesentlich. Das Rauchgas dient als Wärmeträgermedium, welches nach dem energetischen Nutzen noch von Staub und Schadstoffen befreit werden muss, bevor es an die Umgebung abgegeben werden darf. Im praktischen Betrieb einer Anlage sind sämtliche Verunreinigungen von Bedeutung, welche als Umweltschadstoffe (z. B.

NO_x) oder als den Prozess störende Stoffe (z. B. korrosive oder verstopfende Komponenten) einzustufen sind. Für die Verfahren mit CO₂-Abtrennung dagegen ist die genauere Rauchgaszusammensetzung von deutlich größerer Bedeutung. Sie beeinflusst unter Umständen die Verfahrensführung (Teilprozessstopologie), in jedem Falle aber den Energiebedarf des jeweiligen CO₂-Abtrennungs- bzw. -Aufreinigungsprozesses. Aus diesem Grund wird eine verfeinerte Modellierung der Rauchgasseite nötig.

Entsprechend der in Teilkapitel 2.2 dargestellten Herangehensweise, alle vergleichbaren Komponenten und Teilprozesse in gleicher Detaillierung abzubilden und in allen Gesamtprozessmodellen zu implementieren, wird daher auch die Rauchgasseite für Prozesse ohne CO₂-Abtrennung entsprechend detailliert modelliert. Außerdem werden Erweiterungen des gewählten Simulationswerkzeugs im Gebiet der Brennstoffaufbereitung notwendig, um die im Rahmen dieser Arbeit gewählten Parametrisierungen umzusetzen.

Für die Festlegung der Komponenten- und der Teilprozess-Parameter wird in der Regel auf die allgemein verfügbare Literatur zurückgegriffen, oder es wurden dafür Informationen im Rahmen von Gesprächen mit Herstellern oder Anlagenbetreibern gewonnen.

3.3.1 Kohlemühle

Da die typische konventionelle Brennstoffaufbereitung der Kohle vor der Verbrennung auf vielschichtige Weise Einfluss²² auf die Simulationsergebnisse nimmt, ist eine Modellierung der Kohlemühlen erforderlich. Die Modellierung erfolgt in einem selbst erstellten Teilmodell in Anlehnung an die Darstellungen in der Literatur (z. B. [50, 70, 84, 85]). Dabei ist die größte Übereinstimmung mit dem von *Brandt* in [50] beschriebenen Vorgehen zu finden.

In konventionellen steinkohlenstaubbefeuerten Kraftwerken hat die Mühle zwei prozesstechnische Hauptaufgaben zu erfüllen: zum einen das Ausmahlen des Brennstoffs, um so die richtige Kornfeinheit für die verbrennungstechnischen Anforderungen, geringe NO_x-Emissionen und ausreichender Ausbrand, zu erfüllen (vgl. [86]). Zur Einstellung der benötigten Kornfeinheit sind die Mühlen üblicherweise mit einem Sieb ausgestattet. Neben der Oberflächenvergrößerung durch das Ausmahlen ist die zweite Aufgabe der Mühle das Trocknen des Brennstoffs, weshalb auch von dem Prozess der Mahltrocknung gesprochen wird. Bei den Schlagrad- bzw. Ventilatormühlen, die zur Ausmahlung von

²² Diese Einflüsse sind zum einen durch Berücksichtigung der Primärluftgebläse sowie der Mühlensiebtemperaturregelung prozesstopologischer Art. Zum anderen werden so die elektrischen Eigenbedarfe des Kohlemühlenantriebes und des Primärluftgebläses direkt berücksichtigt. Im Fall des rohbraunkohlebefeuerten Kraftwerks sowie des Oxyfuel-Kraftwerks ergibt sich zusätzlich ein Einfluss auf die Rauchgas- und Oxidatorzusammensetzung.

Rohbraunkohlen eingesetzt werden, kommt noch die dritte Aufgabe der Gebläsefunktion hinzu. Neben der Mahltrocknung ermöglichen diese Mühlen die gleichzeitige Druckerhöhung des Gasstroms, um so den Transport der Kohle zu den Brennern zu gewährleisten.

Die Korngrößenverkleinerung und der gleichzeitige Trocknungsprozess beeinflussen sich gegenseitig günstig. Zur Aufbringung der notwendigen (überwiegend latenten) Trocknungswärme wird der Mühle ein warmer Gasstrom zugeführt, der sich während des Trocknungsvorgangs abkühlt, d. h. einen Teil seiner sensiblen Wärme abgibt und gleichzeitig den entstehenden Wasserdampf (den Brüden) aufnimmt. Die sich einstellende Mischungstemperatur am Mühlenausstritt (Sichtertemperatur) ist eine wesentliche Größe bei der Charakterisierung eines Mahltrocknungsprozesses. Der Kohlenstaub verlässt die Mühle mit einem gewissen Restwasseranteil, der als Vorgabeparameter in das Modell einfließt und die Trocknungsenergiebilanz (vgl. Gleichung (3.4)) entsprechend beeinflusst.

$$\dot{m}_{B;1} \left(\left(\frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} \right) \Delta h_{H_2O,B;1,2} + \left(\frac{1 - w_1}{1 - w_2} \right) \Delta h_{B;1,2} \right) = \dot{m}_{TG;1} \Delta h_{TG;1,2} , \quad (3.4)$$

wobei jeweils $\Delta h_{1,2} = f(\text{Eintrittszustand; Austrittszustand})$

Die Enthalpiedifferenzen in Gleichung (3.4) werden mit Hilfe der Stoffwertefunktionen des Simulationsmodells bestimmt. Für die Simulationen wird ein Restwassergehalt w_2 des Kohlenstaubes von 0,01 kg/kg bei Steinkohle und von 0,18 kg/kg bei der hier betrachteten Braunkohle²³ angesetzt.

Die mit diesen Angaben aus den jeweiligen Simulationen erhaltenen Zusammensetzungen und Heiz- bzw. Brennwerte des jeweiligen Kohlenstaubes aus den in Tabelle 3.2 aufgeführten Kohlen sind zusätzlich zu Referenzzwecken in Tabelle A.1 im Anhang A.2 aufgeführt und sind dementsprechend als Zwischenergebnisgrößen zu verstehen. Des Weiteren ermöglichen die Nomogramme im Anhang A.6 die allgemeingültige Abschätzung der Heizwertänderung bei Trocknungsvorgängen von Festbrennstoffen sowie des sich dabei ergebenden relativen Massenverlusts.

Bei der Modellierung wird vereinfachend unterstellt, dass der Kohlenstaub und das Trocknungsgas am Austritt der Mühle dieselbe Temperatur aufweisen. Ebenso vereinfachend wird angenommen, dass sämtliche der Mühle zugeführte mechanische Energie in Form von Wärme dissipiert und so den Trocknungsprozess unterstützt. Außerdem wird

²³ Für die Bestimmung der Enthalpiedifferenz des dem Brennstoff anhaftenden Wassers ($\Delta h_{H_2O,B;1,2}$ in Gleichung (3.4)), kann mit der Verdampfungsenthalpie von Wasser gerechnet werden. Erst bei geringeren Restfeuchten müssen die Adsorptionskräfte des Wassers an der Brennstoffoberfläche durch einen erhöhten Energiebetrag, der Bindungsenthalpie, zur Trocknung überwunden werden (vgl. 3.3.2.2 sowie [87–91]).

ein Wärmeverlust der Mühle an die Umgebung modelliert, der sich nach *Brandt* [50] aus einem Anteil der Abschätzung der Strahlungsverluste bei der Dampferzeugung nach DIN EN 12952-15 [40] (ehemals DIN 1942) bestimmen lässt (siehe dazu Tabelle 3.4).

Bei der Staubfeuerung, welche den Prozessschritt der Mahltrocknung voraussetzt, kommt heute in der Kraftwerkstechnik in der Regel die direkte Feuerung zum Einsatz [85, 92]. Nur unter besonderen Randbedingungen, wie z. B. bei Braunkohlen mit sehr hohem Wassergehalt und geringem Heizwert oder bei dem Einsatz von Trockenbraunkohlenstaub, werden andere Systeme eingesetzt. Bei den direkten Feuerungssystemen dient das Trocknungsgas auch gleichzeitig als Fördermedium für den pneumatischen Transport des Kohlenstaubes von der Mühle zum Brenner und schließlich in den Feuerraum. In diesem Zusammenhang wird oft der Begriff Traggas (Primärgas) verwendet. Eine wichtige charakteristische Kenngröße ist dabei die spezifische Kohlenstaubbeladung des Traggases. Diese wird durch die Anforderungen des Kohlenstaubtransports und zudem durch die Zündbedingungen am Brenner bestimmt. Aufgrund von Erfahrungen sind im gesamten Lastbereich des pneumatischen Transports Geschwindigkeiten zwischen 15 und 25 m/s einzuhalten [92]. Bei geringeren Geschwindigkeiten kommt es zur übermäßigen Ablagerung von Kohlenstaub (Sicherheitsaspekt); bei höheren Geschwindigkeiten ist mit übermäßigen Erosionserscheinungen im Leitungssystem zu rechnen.

Während der pneumatische Transport neben weiteren Aspekten vornehmlich die Möglichkeiten der Teillastfahrweise bestimmt, sind die Flammenstabilität und die NO_x -Emissionen – bedingt durch die Stöchiometrie im Brennernahbereich – diejenigen Aspekte, welche die Auslegungs-Staubbeladung maßgeblich beeinflussen. Die Zündwilligkeit des Kohlenstaub-Luft-Gemisches sowie die NO_x -Emissionen stehen in direktem Zusammenhang mit den Brennstoffeigenschaften, der Verbrennungsführung in der Brennkammer aber auch mit der Ausmahlung des Brennstoffs. Eine diesbezüglich äußerst wichtige Brennstoffkenngröße ist der Gehalt an flüchtigen Bestandteilen²⁴ der Kohle. Im Grundsatz gilt, dass mit steigendem Anteil der flüchtigen Bestandteile der Kohle eine geringere Staubbelaugung (in kg/m^3) einzustellen ist sowie eine geringere Ausmahlung erforderlich ist, um stabile Zündbedingungen sowie einen ausreichenden Ausbrand der Kohle zu erreichen. Bei der Verbrennung von Steinkohlen wird mit sinkendem Gehalt an Flüchtigen, d. h. steigendem Inkohlungsgrad, außerdem eine höhere Sichtertrittstemperatur zur Stabilisierung der Verbrennung vorgesehen.

²⁴ Nach DIN 51720 [93] sind flüchtige Bestandteile die bei Erwärmung des Brennstoffs unter Luftabschluss auf 900 °C als Gas oder Dampf austretenden Zersetzungsprodukte der organischen Brennstoffsubstanz. Allerdings müssen die Analysenfeuchtigkeit und bei merklichen Anteilen an Carbonaten in den mineralischen Bestandteilen der Kohleprobe der Carbonat- CO_2 -Gehalt abgezogen werden [94].

Die Ausmahlung hat ihrerseits Auswirkungen auf die benötigte Antriebsleistung der Mühlen, üblicherweise als spezifischer Kraft- bzw. Arbeitsbedarf je Masseneinheit vermahlener Rohkohle bezeichnet (übliche Einheit: $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}$). Je feiner die Kohle ausgemahlen werden soll, desto höher ist der benötigte spezifische Arbeitsbedarf. Der Arbeitsbedarf der Mühle ist außerdem von dem Mühltyp und -fabrikat, der Feinheit der Ausmahlung und von der Mahlbarkeit der vorliegenden Kohle (Kohleeigenschaft) abhängig.

Der spezifische Arbeitsbedarf des gesamten Mahltrocknungsprozesses setzt sich aus der Antriebsleistung der Mühle zur Aufbringung der Mahlenergie zur Brennstoffzerkleinerung, der Mahlarbeit, und dem Energiebedarf zum Transport des Trocknungs- bzw. Traggases zusammen. Für die Bestimmung des elektrischen Eigenbedarfs des Mahltrocknungsprozesses ist demnach der Bedarf an mechanischer Energie zu bestimmen, welche sich aus der Summe von Ausmahlung und Überwindung der gasseitigen Druckverluste für den pneumatischen Transport der Kohle ergibt.

Für die Vermahlung von Steinkohle werden heute gewöhnlicher Weise Fremdkraftmühlen vertikaler Bauart, wie Schüsselmühlen oder Walzenmühlen, eingesetzt, die ein externes Gebläse zur Trocknungsgasversorgung benötigen. Dieses wird im Gesamtprozess als Mühlenluft-Druckerhöhungsgebläse bzw. als Primärlüfter dargestellt. Der Anteil des Energiebedarfs zur Überwindung der gasseitigen Druckverluste ergibt sich indirekt als Ergebnis aus der Simulation des Primärlüfters durch Vorgabe des Gebläsewirkungsgrads und der Druckverluste von der Mühle über den Transportstrang bis in die Brennkammer des Dampferzeugers. Da Wälzmühlen (also Schüssel-, Walzen- oder Walzenringmühlen) mit Sieb zum Einsatz kommen, ist die benötigte Sperrluftzugabe, die zum Schutz der Lager im Inneren der Mühle und gegen Staubaustritt gezielt zugegeben wird, zu modellieren. Die Sperrluft wird der Mühle nahe den Umgebungsbedingungen zugeführt und beeinflusst entsprechend die thermische Energiebilanz der Mahltrocknung. Die Gebläseleistung der Sperrluftgebläse wird bilanziell der Mahlarbeit zugeordnet. Es wird unterstellt, dass der gesamte parametrisierte Sperrluftmassenstrom in die Mühle gelangt.

Zur Charakterisierung der Mahlbarkeit von Steinkohlen hat sich die Angabe der Mahlbarkeit nach dem Hardgroove-Index (HGI) durchgesetzt (Bestimmung nach ISO 5074 [95] bzw. ASTM D409 [96], typische Werte für Importsteinkohlen liegen um einen HGI von 50). Leider lässt sich mit diesem Wert auch unter der Kenntnis von Staubfeinheit sowie der Mühlenbaureihe keine ausreichend exakte Vorhersage des Mahlenergiebedarfs treffen. Es existieren weitere Mahlbarkeitsprüfverfahren, wobei die neuere Entwicklung des sog. Clausthaler Mahlbarkeitstests zum Ziel hat, den Mahlenergiebedarf realistisch in Abhängigkeit von wesentlichen Einflussfaktoren und Betriebsbedingungen bei der

Ausmahlung von Steinkohlen auf Großmühlen übertragen zu können [97]. Allerdings liegen hierzu keine ausreichenden Informationen für die in Abschnitt 3.1.2 definierte Steinkohle vor. Weiterhin sind diese Kennzahlen nur für Steinkohlen gültig.

Da Braunkohle in der Regel in Schlagrad- bzw. Ventilatormühlen durch Prall- und Schlagwirkung zerkleinert wird, gelten hier deutlich geänderte Verhältnisse. In der VGB Richtlinie R 211 „Prallmahindex (PMI)“ wird ein entsprechender relativer Mahlbarkeitskennwert beschrieben [98]. Der Einfachheit halber wird in dieser Arbeit jedoch der Mahlergiebedarf durch direkte Vorgabe des Arbeitsbedarfs der Mühle je Masseneinheit Rohkohle für beide Arten der Vermahlung mit jeweils spezifischen Parameterwerten parametriert (Steinkohle: $9,5 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}$; Rohbraunkohle: $5,5 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}$).

Aufgrund ihrer Bauart wird bei den Schlagradmühlen kein externes Gebläse benötigt. Ihr Schlagrad ist so gestaltet, dass es selbst als Gebläse wirkt. Es weist jedoch aufgrund des Designs zur gleichzeitigen Erfüllung der eigentlichen Mahlaufgabe und auch zur Begrenzung übermäßigen Verschleißes einen verhältnismäßig schlechten isentropen Gebläsewirkungsgrad auf. Da Braunkohle einen sehr hohen Wasseranteil aufweist, erfolgt ihre Trocknung mit Hilfe von bis zu 1000°C heißen, aus der Brennkammer zurückgesaugten Rauchgasen²⁵. Um Verschlackungsproblemen an den Rauchgasentnahmestellen und zu hohen Temperaturen im Mühleneintrittsbereich entgegenzuwirken, wird dem Rauchgas vorgewärmte (Primär-)Luft (in dieser Arbeit bis zur Mischungstemperatur von ca. 850°C) zugemischt. Die Gebläsewirkung der Mühle wird zusammen mit den Druckverlusten bei der Modellierung so umgesetzt, dass sich mit einer entsprechenden Parametrierung ein gesamter Arbeitsbedarf des Mahltrocknungsprozesses von ca. $11,4 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}$ ergibt. Für weitere Details des konventionellen Mahltrocknungsprozesses der Rohbraunkohle, vor allem auf Konzepte der Sichtertemperaturregelung sei auf [100–103] verwiesen. Weiterhin sei bemerkt, dass bei Ventilatormühlen konstruktionsbedingte Luft-einbrüche – zur Wellenkühlung – vorhanden sind, die ebenfalls modelliert und ebenso wie die gezielte Sperrluftzugabe bei der Steinkohlemühle der gesamten Falschlufmenge des Dampferzeugers zugeschlagen werden.

Für genauere Ausführungen zur generellen Thematik und zu den komplexen Wechselwirkungen des Mahltrocknungsprozesses, des pneumatischen Transports der staubförmigen

²⁵ Diese Rücksaugung führt zu einer Rauchgasrückführungsrate in der Größenordnung von etwa 20 % der Rauchgase vor Rücksaugung und hat somit einen signifikanten Einfluss auf den Restsauerstoffgehalt im trockenen Abgas, sowie auf den gesamten Wärmehaushalt des Dampferzeugers (vgl. Abschnitt 3.3.3). Die Rauchgase werden dabei von ca. 1000°C auf Mühlenaustrittstemperatur von ca. 160°C abgekühlt, mit den aus der Kohle austretenden Brüden angereichert und wieder in die Brennkammer geblasen (vgl. z. B. [99]).

Trockenkohle, der Staubkonzentrationen sowie zugehöriger Anhaltswerte für verschiedene Kohlen sei auf die Literatur [70, 84, 85, 92, 102–113] verwiesen. Grundlegende Überlegungen aber auch konkrete Angaben zum Arbeitsbedarf lassen sich beispielsweise [113–118] entnehmen. *Scott* gibt in [92], *Schüler* in [119], einen guten Überblick über die Mahlsysteme und verschiedene Bauarten von Mühlen, sowie weitere Aspekte bei den Prozessen der Brennstoffaufbereitung. Zusätzliche Hinweise auf weiterführende Literatur sind in [120, 121] zu finden.

Neben den energetischen Ergebnisgrößen sind solche, aus denen sich ein sicherer Betrieb der Anlage ableiten lässt, für die Einschätzung einer realitätsnahen Simulation wichtig. Für das Mahlsystem sind dies: die Sauerstoffkonzentration, die Temperatur und die Wassertaupunkttemperatur des Fördergases am Austritt der Mühle [122, 123].

Für die unterschiedlichen Mahlprozesse der in der Vergleichsstudie zu untersuchenden Gesamtkraftwerksprozesse wurden drei Kohlemühlenmodelle angefertigt:

1. Wälzmühle für die Modellierung der Mahltrocknung von Steinkohlen mit
 - a. Luft als Trocknungs- bzw. Traggas für das konventionelle Dampfkraftwerk,
 - b. Rauchgas als Trocknungs- bzw. Traggas für die Oxyfuel-Kraftwerke,
2. Ventilatormühle für die Modellierung der Heißgas-Mahltrocknung von Rohbraunkohle im konventionellen Dampfkraftwerksprozess und
3. Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle als erster Brennstoffaufbereitungsschritt bei dem Dampfkraftwerk mit integrierter Braunkohlevortrocknung.

Bei letzterem Teilmodell handelt es sich um eine vereinfachte Version des Mahltrocknungsmodells, bei dem die Modellierung der Trocknung entfällt. Dementsprechend wird nur die spezifische Mahlarbeit zu dem elektrischen Eigenbedarf durch Multiplikation mit dem Eingangsmassenstrom des Brennstoffs berechnet. Wie in den übrigen Mühlenmodellen wird, unter der Annahme der vollständigen Dissipation der Mahlarbeit in Wärme, der berechnete elektrische Eigenbedarf abzüglich der Wandlungsverluste in mechanische Energie der Kohleerwärmung zugeordnet.

3.3.2 Trockenbraunkohle-Erzeugung

Wie im vorangehenden Abschnitt 3.3.1 erwähnt, erfolgt die Brennstofftrocknung in konventionellen Braunkohledampfkraftwerken mit Hilfe von heißen Rauchgasen. Diese Art der Trocknung ist mit hohen Exergieverlusten (d. h. Abwertung des Arbeitspotenzials der Wärme) verbunden, da der eigentliche Trocknungsvorgang auf einem Temperaturniveau $< 200\text{ °C}$ stattfindet, das Rauchgas dem Dampferzeuger jedoch bei Temperaturen von ca. 1000 °C entnommen wird. Abhängig vom Anfangs- und erzielten Restwasserge-

halt müssen in der Größenordnung von 15 % des Rohkohleheizwertes in Form von thermischer Energie für den Trocknungsprozess aufgewendet werden. Bei der heute üblichen rauchgasseitigen Gesamtprozessführung wird die thermische Energie zur Brennstofftrocknung gar nicht oder nur in geringem Maß auf geringem Temperaturniveau durch Taupunktunterschreitung der Rauchgase wieder zurückgewonnen.

Ein deutliches Potenzial zur Wirkungsgradverbesserung birgt die Technik der Braunkohlevortrocknung mit Hilfe niederkalorischer Wärme. Zur Darstellung des sog. Trockenbraunkohlekraftwerks werden verschiedene Technologieansätze zur Reduzierung der Exergieverluste oder des thermischen Energiebedarfs bei der Trocknung sowie bei der Rückgewinnung der Verdampfungsenthalpie der Brennstofffeuchte angesetzt. Erwähnenswerte Trocknungstechnologien oder -entwicklungen sind:

1. Dampfrohrentrockner (Stand der Technik bei der industriellen Braunkohletrocknung, z. B. bei der Braunkohleveredlung) [124–126].
2. Mechanisch-Thermische-Entwässerung [125, 126].
3. Warmgastrocknung durch
 - a. Rauchgase nach Dampferzeuger [127] oder
 - b. erwärmte Luft [128].
4. Wirbelschichttrocknung in einer stationären Dampfwirbelschicht, wobei sich diese Verfahren je nach Druckniveau des Wirbelschichttrockners in atmosphärische oder druckaufgeladene Betriebsweise sowie zusätzlich nach den Konzepten der Wärmenutzung der Brüden (ausgetriebener Wasserdampf aus der Kohle) unterscheiden lassen (vgl. z. B. [129–132]).

In [133] wird der Übergang des Demonstrationsprojekts einer Warmgastrocknungsanlage im Kraftwerk „Coal Creek Station“ (North Dakota, USA) des Energieversorgungsunternehmens Great River Energy in den kommerziellen Betrieb ab Dezember 2009 beschrieben. Es wird von einer Verringerung des Gesamtbrennstoffwassergehalts von 37,1 auf 32,1 % und eine dadurch erzielte relative Verbesserung des Nettowärmeverbrauchs mit Bezug auf den Brennwert von durchschnittlich 3,5 % berichtet. Des Weiteren wird erwähnt, dass an diesem Kraftwerk keine weitergehende Brennstoffvortrocknung möglich ist, ohne dass Einbußen der Dampftemperaturen am Austritt des Dampferzeugers hingenommen werden müssten. Dies ist dem mit der Trocknung einhergehenden verringerten Rauchgasvolumenstrom und den somit ungünstigeren Wärmeübertragungsverhältnissen im Dampferzeuger geschuldet. Dabei ist zu berücksichtigen, dass es sich hier um eine Nachrüstung in eine bestehende Kraftwerksanlage handelt. Das unter

dem Namen DryFinishing™ bzw. DryFine™ angebotene Verfahren soll in einem mehrstufigen Fließbettrockner mit Luft, die als Fluidisierungsmedium dient und die durch Abwärme des Hauptkondensators des Dampfkraftwerksprozesses auf 43 °C erwärmt wird, die Kohle von einem Wassergehalt von 38,0 auf einen Zielwert von 29,5 % trocknen können [134]. In [128] wird außerdem die Möglichkeit bewertet, Trocknungswärme aus den Rauchgasen für diesen Prozess zu nutzen und so die nötigen Investitionen zu reduzieren. Aufgrund des verhältnismäßig moderaten Ausgangswassergehalts der eingesetzten Kohle und dem relativ geringen Trocknungseffekt des Prozesses (d. h. es werden ca. 32 % des im Brennstoff enthaltenen Wassers entfernt) besteht damit ein vergleichsweise geringes Wirkungsgradgewinnpotenzial. Weiterhin führt die Tatsache, dass das Kraftwerk „Coal Creek Station“ einen für hiesige Verhältnisse sehr hohen Kondensatordruck von über 115 mbar (Kondensationstemperatur von über 49 °C) aufweist, trotz des kommerziellen Entwicklungsstands dieser Technologie dahin, dass eine Betrachtung in der Vergleichsstudie mit den im Rahmen dieser Arbeit gesetzten Randbedingungen nicht sinnvoll erscheint. Allerdings können durch dieses Verfahren aufgrund der Abscheidung von Pyrit in einer Grobkornfraktion die Schwefelemissionen sowie offenbar auch die Hg-Emissionen gesenkt werden [133, 134].

Die Bestrebungen der deutschen braunkohleverstromenden Kraftwerksbetreiber fokussieren von den hier erwähnten Trocknungsprozessen auf Basis der Wirbelschichttechnologie in einer Dampfatosphäre [129–132]. Diese Technik ist in der Lage die hohen Wassergehalte der Braunkohlen deutscher Provenienz mit i. d. R. über 50 % Wassergehalt zuverlässig in einem kontinuierlichen Verfahren auf unter 15 % Wassergehalt zu trocknen. Dies entspricht einer Brennstofffeuchtereduktion von über 80 %. Aufgrund der Dampfatosphäre besteht überdies die Möglichkeit, große Teile der Trocknungswärme durch Kondensation der Brüden zurückzugewinnen. Somit wird zusätzlich ein Teil der Differenz zwischen Heizwert und Brennwert zu elektrischem Strom umwandelbar, sodass mit dieser Technik auch die größten Wirkungsgradverbesserungen zu erwarten sind (≈ 10 %, relativ; [129]).

Dong versucht in [135] das Vortrocknungsverfahren der DampfWirbelschichtrockner in atmosphärischer Ausführung mit Brüdenverdichtung zur Beheizung mit der druckaufgeladenen Ausführung sowie mit dem Verfahren DryFinishing™ unter technisch-wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu vergleichen. Zum einen wird eine zu dünne Datenlage zu den Kosten der Technologien konstatiert. Zum anderen wird aufgrund der bekannt gewordenen Kosten von Demonstrations- bzw. Prototypanlagen allgemein gefolgert, dass die zu tätigenden Investitionen in die Vortrocknungsanlagen durch den Wirkungsgradgewinn

und die verringerten Rauchgasvolumenströme vermutlich weitgehend ausgeglichen werden können. Dabei wird die Abhängigkeit der Anlagenkosten von den Brennstoffeigenschaften und dem Betriebsregime des Kraftwerks betont.

Um das Wirbelschichttrocknungsverfahren für die Zwecke dieser Arbeit abzubilden, wird eine eigne Modellierung und Parametrisierung im eingesetzten Simulationswerkzeug vorgenommen. Ziel der Modellerstellung ist die Abbildung der Braunkohletrocknung durch atmosphärische Dampfwirbelschicht zur Einbindung in den Gesamtprozess, um so den erzielbaren elektrischen Wirkungsgrad zu bestimmen. Mit dem Modell soll der Prozess der Trockenbraunkohleerzeugung auf Basis der Feinkorntrocknung ausreichend realitätsnah abgebildet werden. Durch die Dokumentation ist darüber hinaus inhärent eine korrekte Parameterinterpretation und -wahl sichergestellt. Die für die Untersuchung der integrierten Braunkohlevortrocknung zugrunde gelegte Schaltung der atmosphärischen Dampfwirbelschichttrocknung mit Brüdenverdichtung (aDWST-BV) ist in Abbildung 3.5 gezeigt.

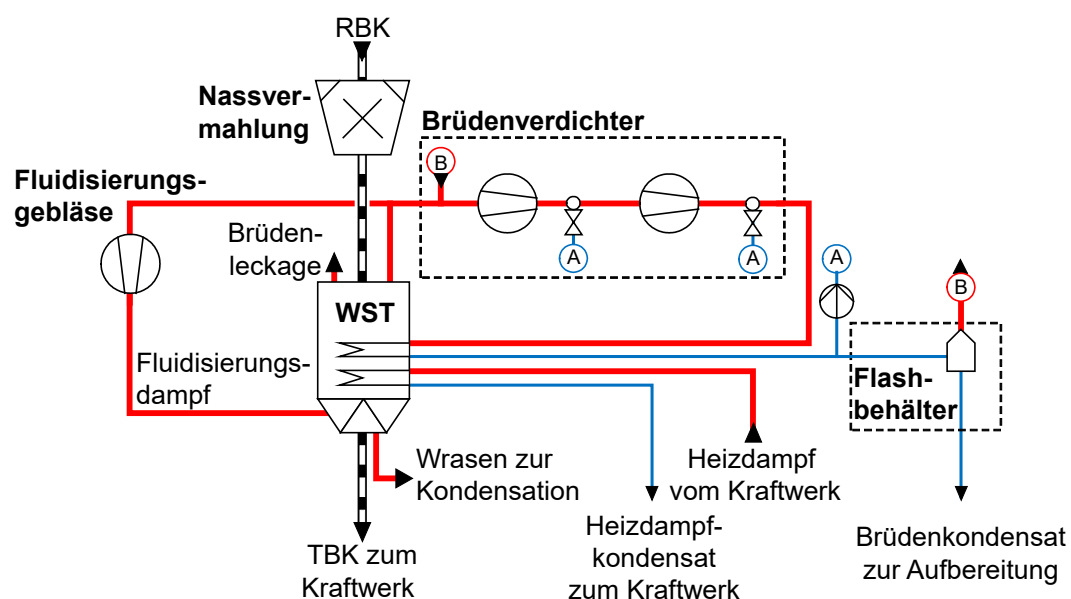


Abbildung 3.5 Wärmeschaltbild der atmosphärischen Dampfwirbelschichttrocknung mit Brüdenverdichtung (aDWST-BV)

Für die Einbindung dieser Technologie in ein reales Kraftwerkskonzept ist davon auszugehen, dass keine größeren Brüden-Emissionen geduldet werden. In diesem Fall wären unabhängig von der energetischen Nutzung sämtliche Brüden zu kondensieren und einer geeigneten Abwasseraufbereitung zuzuführen. Für die energetische Bilanzierung des Kraftwerks (auch ohne Rückgewinnung von Brüdenwärme) ist dies vor allem für die Wärmebilanz und die Größe des Kühlsystems von Interesse.

Aufgrund der hohen Reaktivität der erzeugten Trockenbraunkohle darf diese aus Betriebssicherheitsgründen nicht mit vorgewärmter Luft von der Trocknungsanlage zu den Brennern transportiert werden. Die Patentschrift DE 197 32 219 C 2 [136] nennt einen zulässigen Bereich der Sauerstoffgehalte von (vorgewärmten) inerten Traggasen von 5 bis 12 Vol.-%. Als Grund für einen Mindestsauerstoffanteil wird die Flammenstabilität bei der Verbrennung im Dampferzeuger genannt. Die Obergrenze des Sauerstoffanteils gilt zur Sicherstellung der Anlagensicherheit.

Vor diesem Hintergrund sind verschiedene Feuerungskonzepte denkbar:

- Indirekte Feuerung:
Die erzeugte Trockenbraunkohle (TBK) wird in größeren Silos zwischengebunkert. Für das Einbunkern ist die Kohle auf unter 60 °C abzukühlen. Dies kann z. B. in einem Luftkühler, in dem die erzeugte Trockenbraunkohle schnell abgekühlt wird, erzielt werden. Beim Ausbunkern wird die Kohle dann mit nicht vorgewärmter Luft im Verhältnis von 5 kg_{TBK}/kg_{Luft} pneumatisch zu den Brennern transportiert und schließlich in die Brennkammer eingeblasen.
- Direkte Feuerung:
Die erzeugte Trockenbraunkohle wird ohne weitere Kühlung direkt von der Wirbelschicht mit einem inerten Traggasstrom (z. B. CO₂ oder N₂) pneumatisch bis in die Nähe der Brenner transportiert, dann abgeschieden und in einen Vorlagebehälter gegeben. Von diesem Vorlagebehälter wird die Trockenbraunkohle abgezogen und vom Primärgasstrom der Verbrennung zugeführt. Eventuell kann der Brenner auch mit einer auf 5 Vol.-% O₂ eingestellten Mischung von zurückgeführten Rauchgas (380 °C) und (u. U. vorgewärmter) Luft beschickt werden.

Auch bei dem direkten Feuerungskonzept ist voraussichtlich ein kleines Silo zum Anfahren und zur Erfüllung von Laständerungsanforderungen vorzusehen. Entlang des Transportweges werden weitere Trocknungseffekte als vernachlässigbar angesehen. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Konzept der direkten Feuerung untersucht.

Nachfolgend werden die Modelle und die Parameter der drei Teilprozesse der Braunkohlevortrocknung

- Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle,
- Wirbelschichttrocknung und
- Brüdenverdichtung

beschrieben. Es wird unterstellt, dass keine Nachmahlung der getrockneten Braunkohle erforderlich ist.

3.3.2.1 Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle

Die Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle ist, als erforderlicher Schritt zur Realisierung der Feinkorntrocknung, der Wirbelschichttrocknung vorgelagert. In dazu geeigneten Mühlen, z. B. Hammermühlen, wird in einem u. U. mehrstufigen Verfahren die benötigte Korngrößenverteilung (0–2 mm) eingestellt.

Durch den Antrieb der Mühlen wird mit ca. 12 % ein nicht unerheblicher Teil des elektrischen Eigenbedarfs des gesamten Braunkohlevortrocknungsprozesses verursacht. Der elektrische Eigenbedarf der Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle wird durch den spezifischen Wert von $6 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{RBK}}$ abgeschätzt. Weiterhin wird vereinfachend unterstellt, dass die durch den Mahlvorgang eingebrachte mechanische Energie vollständig dissipiert und nur zur Erwärmung der Kohle führt, nicht aber zur Änderung der Kohlefeuchte. Die mechanische Energie entspricht dem elektrischen Eigenbedarf abzüglich der Verluste der E-Motoren sowie der Wellenlagerung. Mit einem Wirkungsgrad von ca. 95 % der Energiewandlungskette vom elektrischen Strom zur endgültigen Dissipationsleistung, welche zur Erwärmung der Kohle führt, wird die spezifische Enthalpie der Kohle um $5,7 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{t}_{\text{RBK}}$ erhöht. Das Modell der Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle entspricht in seiner Basis dem der konventionellen Kohlemühle (vgl. Abschnitt 3.3.1).

3.3.2.2 Wirbelschichttrocknung

Die Umsetzung des Modells des stationären Dampfwirbelschichttrockners im verwendeten Simulationswerkzeug ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Das Modell wird in die drei Teilbereiche aufgeteilt:

1. die Wirbelschicht, in welcher der Hauptteil der Trocknung erzielt wird,
2. die Heizdampfseite, in der die Kondensation der Heizmedien Brühdampf und Heizdampf modelliert wird, sowie
3. die Nachrocknung, dem durch Ausgleich verbleibender Triebkräfte auftretenden Trocknungseffekt der Kohle nach Wirbelschichttrockner.

Nachstehend wird zunächst das Modell des Wirbelschichttrockners mit seinen Heizflächen genauer beschrieben. Danach wird auf die Modellierung und Parametrisierung der Nachrocknung eingegangen. Abschließend wird die Energiebilanz des gesamten Trocknungsvorgangs behandelt, welche für die Bestimmung der Heizdampfmenge erforderlich ist. Die gewählten Parameterwerte für die Simulationen sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst.

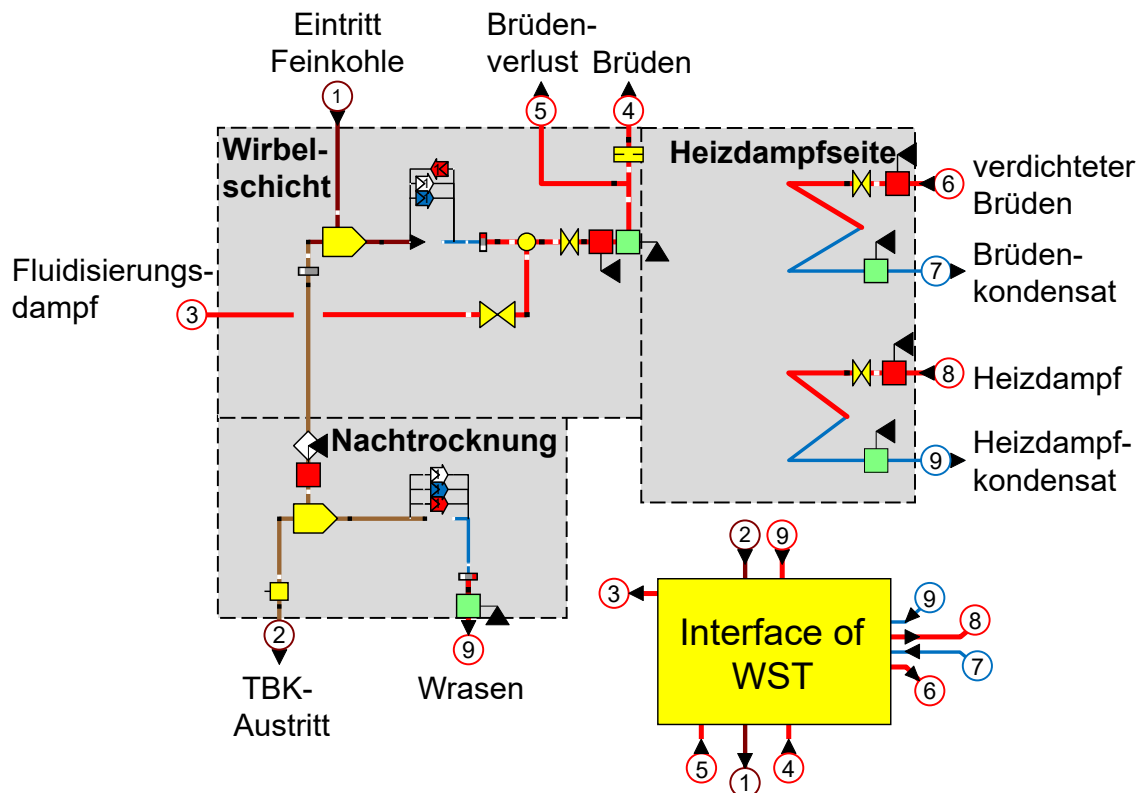


Abbildung 3.6: Schaltbild der Stoffströme innerhalb des im Rahmen dieser Arbeit entworfenen Makroobjekts des Wirbelschichttrockners (WST) in Epsilon® Professional

Modellierung der Wirbelschicht

Dem Trockner liegt das Konzept einer stationären Wirbelschicht zugrunde. Die zur Trocknung benötigte Wärme wird durch Kontaktheizflächen, in denen Heizdampf bzw. der komprimierte Brüden kondensieren, in das Wirbelbett eingebracht. Für die Berechnung wird eine reine Dampfatmosfera in der Wirbelschicht unterstellt und somit der Einfluss von Inertgasen, die mit der Kohle eingetragen werden können, sowie u. U. aus der Kohle entweichenden gasförmigen Nicht-Wasser-Bestandteilen vernachlässigt. Vor allem bei der Kondensation der Brüden könnte diese Vereinfachung abhängig vom Anteil der Verunreinigungen zu deutlichen Abweichungen gegenüber den realen Verhältnissen führen.

Um einen größeren Trocknungseffekt zu erreichen, wird davon ausgegangen, dass eine Überhitzung des Dampfes im Wirbelbett von 10 K am Austritt der Wirbelschicht durch die Wärmezufuhr der Heizflächen eingestellt wird. Im Bereich der Heizflächen wird von isothermen Verhältnissen in der Wirbelschicht ausgegangen (es gilt $t_{WS} = t_{sat}(p_{WS}) + \Delta t_{ij} = \text{konst.}$). Da die Kohle von oben auf das Wirbelbett aufgegeben wird und diese kälter als die Wirbelschicht ist, weisen die austretenden Brüden eine geringere Überhitzung als die Wirbelschicht auf. Es wird dabei von 5 K ausgegangen.

Alle Temperaturen, die in der Wirbelschicht als Überhitzung gegenüber der Sättigungstemperatur der Brüden im Wirbelbett, d. h. auf der Kohleseite, angegeben werden, beziehen sich auf den Druck, der sich aufgrund der sonstigen Vorgaben oberhalb des stationären Wirbelschichtbetts ergibt. Im Modell wird darüber hinaus geprüft, ob die vorgegebene Überhitzung ausreichend ist, sodass im unteren Teil der Wirbelschicht aufgrund des dort herrschenden höheren Drucks keine Kondensation der Brüden stattfinden kann.

Beim Einschleusen der feingemahlenen, grubenfeuchten Rohbraunkohle in den Wirbelschichttrockner ist mit einer Leckage der Brüden zu rechnen. Bei nahatmosphärischem Betrieb wird die Leckagemenge mit 1 % des gesamten Brüdenmassenstroms am Wirbelschichtende angesetzt. Es wird davon ausgegangen, dass diese Leckagemenge geeignet aufgefangen und vollständig kondensiert wird. Energetisch wird sie jedoch als dem Trocknungsprozess verloren gegangen betrachtet.

Zur Beheizung der Wirbelschicht können die angefallenen Brüden nach der Verdichtung in einem Brüdenverdichter verwendet werden. Durch die Druckerhöhung kann ihre Kondensationstemperatur so weit angehoben werden (z. B. auf 150 °C), dass die Kondensationenthalpie zur Beheizung der Wirbelschicht nutzbar wird. Da die Wärmemenge durch Kondensation der komprimierten Brüden nicht ausreicht, um den Wärmebedarf des Trocknungsvorgangs zu decken, ist eine zusätzliche Beheizung mit Heizdampf aus dem Kraftwerksprozess notwendig. Dieser Dampf wird in separaten Heizflächen kondensiert, um die Kondensate nicht zu vermischen und so Verunreinigungen des Kraftwerkskreislaufwassers auszuschließen. Im Fall der Wirbelschichttrocknung ohne Brüdenverdichtung, die im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet wird, wird die gesamte Heizfläche mit Heizdampf aus dem Kraftwerk beaufschlagt.

Um eine möglichst hohe Leistungsdichte der Trocknungsanlage zu erreichen, wird angestrebt, die Wärmezufuhr ausschließlich durch Kondensation der Heizmedien in den Heizflächen zu erreichen und so die sehr guten Wärmeübergänge bei der Kondensation auszunutzen. Diesem Konzept entsprechend ist das jeweilige Heizmedium mit nur geringer Überhitzung dem Prozess zuzuführen (Annahme 5 K). Ebenso wird auch eine geringe Unterkühlung der Kondensate angestrebt (Annahme 5 K). Auf diese Weise wird eine hohe Wärmestromdichte der im Wirbelschichttrockner eingebauten Heizflächen erreicht.

Aufgrund dieser Herangehensweise wird der am Heizflächeneintritt benötigte Druck der Heizmedien (verdichtete Brüden und Heizdampf) über die Vorgabe der Grädigkeit (Annahme 30 K) bestimmt. Die Grädigkeit ist als Differenz zwischen Sattdampf- und Sättigungstemperatur

bei dem Druck am Heizflächeneintritt und der als konstant angesetzten Temperatur der Brüden im Wirbelschichtbett definiert.

Da die Brüden durch Austrag von Kohlepartikeln aus dem Wirbelbett verunreinigt sind, werden sie mit einem geeigneten Reinigungssystem (z. B. Zyklone, Gewebefilter o. ä.) gereinigt. Der abgeschiedene Staub wird dem Trockenbraunkohlestrom, der am Boden der Wirbelschicht abgezogen wird, zugegeben. Staubaus- und eintrag werden im entwickelten Modell nicht abgebildet. Es wird jedoch ein Druckverlust von 90 mbar für die Brüdenentstaubung inkl. der Druckverluste von Rohren bzw. Kanälen zur Stromführung berücksichtigt.

Zur Fluidisierung des Wirbelbettes wird im Normalbetrieb der Anlage mit Hilfe eines Gebläses ein Teil der entstandenen und entstaubten Brüden über den Düsenboden der Wirbelschicht zurückgeführt. Es werden die Druckverluste des Düsenbodens sowie der Wirbelschicht im Modell von 40 und 112,5 mbar berücksichtigt.

Modellierung des Nachtrocknungseffekts

Nach der Ausschleusung der Kohle aus dem Trockner tritt eine weitere Trocknung, die sog. Nachentwrasung oder Nachverdampfung, auf. Die Triebkräfte dieses Vorgangs sind zum einen die Überhitzung der aus der Wirbelschicht austretenden Kohle sowie die (ggf. Partial-)Druckdifferenz des Wassers zur neuen Umgebung. Diese ergeben sich durch die oben beschriebene erforderliche Überhitzung des Wirbelbettmaterials zur Sättigungstemperatur des Fluidisierungsdampfes sowie durch das geringfügig oberhalb des Umgebungsdrucks liegende Druckniveau.

Wird die Kohle beispielsweise durch Durchströmen mit kalter Umgebungsluft abgekühlt, um sie anschließend sicher in einem Silo lagern zu können (entspricht dem indirekten Feuerungskonzept), so wird von Nachentwrasung gesprochen. Gegenüber der Nachverdampfung, von der bei einfacher Druckabsenkung mit weiterem Verweilen in nahezu reiner Dampfatmosfera gesprochen wird, stellt sich hier der Nachtrocknungseffekt aufgrund der größeren (partial-)druckdifferenzgetriebenen Triebkraft ein.

Da in dieser Arbeit ein trockenbraunkohlebefeuerter Kraftwerksprozess mit dem Konzept der direkten Feuerung genauer untersucht wird, ist die Nachverdampfung zu modellieren. Dabei wird von einem adiabaten Vorgang ausgegangen. Somit findet nur dann eine weitere Trocknung in diesem Prozessabschnitt statt, wenn Triebkräfte zur Verdampfung des gebundenen Wassers vorhanden sind. Der sich einstellende Trocknungseffekt wird durch Schließen der Energiebilanz unter Berücksichtigung der Bindungsenthalpie des Wassers für diesen Trocknungsabschnitt bestimmt. Die erforderliche thermische Energie

zur zusätzlichen Trocknung wird aus der Absenkung der inneren Energie (d. h. Abkühlung) der Kohle gedeckt. Da sich das Gleichgewicht aufgrund unendlich klein werdender Triebkräfte in der Praxis nicht einstellt, wird ein Parameter zur Berücksichtigung dieses Effekts eingeführt. Ausgehend von der Annahme, dass sich die Kohle und die Brüden im Temperaturgleichgewicht befinden und letztere keine Überhitzung aufweisen, wird die Trocknung durch Nachverdampfung zunächst bis zum Gleichgewicht bestimmt. Anschließend wird ein vorzugebender Anteil (im Modell vorzugebender Gleichgewichtsparameter) des theoretisch möglichen Wasserentzuges der Braunkohle für die weitere Berechnung herangezogen. Als Anteil der erreichten Nachverdampfung werden im Rahmen dieser Arbeit 75 % der theoretisch maximal möglichen Menge, die sich im Gleichgewichtszustand einstellen würde, angenommen. Der sich so einstellende Nachtrocknungseffekt macht ca. 0,5 % des insgesamt abgeschiedenen Wassers aus.

Energiebilanz des Trocknungsvorgangs

Da mit Hilfe des hier beschriebenen Modells in erster Linie die Energie- und Massenbilanzen auf Basis von realen Betriebserfahrungen oder von Auslegungswerten nachvollzogen werden sollen, dient die endgültig erzielte Restfeuchte einer definierten Kohle nach der Trocknung (d. h. inkl. Nachverdampfung) als Parameter des Modells. Infolgedessen muss die Aufteilung der Trocknung zwischen Wirbelschicht und Nachverdampfung berechnet werden. Daher wird im Modell aufgrund der Vorgaben für die Wirbelschicht zunächst bestimmt, welche Trocknung bei der Nachverdampfung erreicht wird. Anschließend wird darauf aufbauend der Energiebedarf der Wirbelschicht bilanziert. Da die Restfeuchte der Kohle am Wirbelschichtaustritt einen direkten Einfluss auf das Ergebnis der Nachverdampfung hat, ist eine iterative Berechnung notwendig.

Der fehlende Energiebetrag zur Schließung der Energiebilanz des Wirbelschichttrockners entspricht der über die Heizflächen bereitzustellenden Wärmemenge. Aus der Differenz der benötigten Wärmemenge und der aus der Kondensation der verdichteten Brüden bereitgestellten Wärmemenge wird die zusätzlich erforderliche Heizdampfmenge aus einer Turbinenanzapfung bestimmt. Aus den durchgeführten Simulationen ergibt sich, dass ca. 12 % der Gesamtheizleistung des Trockners durch zusätzlichen Heizdampf bereitgestellt werden muss.

Weil es sich bei Braunkohle um einen kapillar-porösen Stoff handelt, liegt ein Teil des Wasseranteils der Kohle in Kapillaren bzw. adsorptiv gebunden vor. Dies führt dazu, dass zur Trocknung der Kohle nicht nur die Verdampfungsenthalpie des Wassers, sondern auch Energie zur Überwindung der Kapillarkräfte bzw. der adsorptiven Bindungskräfte

in Form von thermischer Energie aufgebracht werden muss. Dieser zusätzliche Energiebedarf ist nicht nur abhängig von der Feuchte der Kohle, sondern auch von der Herkunft der Braunkohle sowie von deren Ausmahlung und wird als Bindungsenthalpie des Wassers angegeben. Je feiner die Kohle vor der eigentlichen Trocknung ausgemahlen wird, desto mehr Kapillaren liegen aufgebrochen vor, sodass weniger thermische Energie zur Einstellung der gleichen Restfeuchte benötigt wird, weil der zusätzliche Widerstand der Kapillare entfällt (verminderte Bindungsenthalpie des Wassers). Diesem Vorteil steht der erhöhte Mahlaufwand zur feineren Ausmahlung der Kohle entgegen. Letztlich wird eine Körnung eingestellt, die eine zufriedenstellende Dimensionierung und Betriebsweise der Wirbelschichttrocknungsanlage zulässt. Ferner wird gleichzeitig zur Erfüllung der Anforderung des Feuerungssystems eine ausreichende Kornfeinheit der erzeugten Trockenbraunkohle angestrebt, ohne dass eine Nachvermahlung der Kohle nach der Trocknung erforderlich wird.

Für den Berechnungsgang zur Bestimmung des thermischen Energiebedarfs der Trocknung ist zu beachten, dass die Bindungsenthalpie des Wassers als integraler Wert für die Berechnung des jeweiligen Trocknungsabschnitts zu bestimmen ist. Die Bindungsenthalpiedifferenz ist auf die Masse des verdampften Wassers bezogen. In Ermangelung eigener experimenteller Daten, die das Verhalten der zu untersuchenden Kohlen bei der Feinkorntrocknung beschreiben, wird auf eine Veröffentlichung von *Schäfer und Opdenwinkel* [87] zurückgegriffen. Dort wird die differenzielle Bindungsenthalpie – also der Betrag thermischer Energie, welcher zusätzlich zur Verdampfungsenthalpie des Wassers nötig ist, um die Kohle bei einer bestimmten Ausgangsfeuchtigkeit um einen infinitesimalen Betrag zu trocknen – über den Ansatz in Gleichung (3.5) beschrieben:

$$dh_B(x) = c_1 \cdot e^{-\left(\frac{x}{c_2}\right)^{c_3}} dx. \quad (3.5)$$

Darin ist x der Feuchtegehalt der Kohle (entspricht dem Wassergehalt bezogen auf die Trockensubstanz). Für die Umrechnung des Feuchtegehalts x auf den Wassergehalt w , der auf die Gesamtmasse der Kohle inklusive Wasseranteil bezogen ist, gilt:

$$x = \frac{w}{1-w} \quad \text{bzw.} \quad w = \frac{x}{1+x}. \quad (3.6)$$

In derselben Veröffentlichung [87] werden für eine rheinische Braunkohle mit einer Ausgangsfeuchtigkeit von 60 % die Koeffizienten der Gleichung (3.5) mit folgenden Werten angegeben:

- Rheinische Braunkohle: $c_1 = 735,5 \text{ kJ/kg}$; $c_2 = 0,2351$; $c_3 = 2,319$.

Diese werden für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit verwendet und der in Tabelle 3.2 in Abschnitt 3.1.2 definierten Braunkohle zugeordnet. Mit der gewählten Parametrierung dieser Arbeit ergibt sich eine integrale Bindungsenthalpie von insgesamt 63,63 kJ/kg. Damit ist der Wärmebedarf um etwa 2,6 % gegenüber der reinen Verdampfungsenthalpie (2442,5 kJ/kg) des ausgetriebenen Wassers erhöht. Für die Teiltrocknung in der Wirbelschicht vom Ausgangswassergehalt der Rohbraunkohle von 52,19 % bis auf den Wassergehalt von 12,52 % am Austritt der Wirbelschicht wird die integrale Bindungsenthalpie zu 60,20 kJ/kg errechnet. Sie wird im nachfolgenden Trocknungsabschnitt der Nachtrocknung, durch den oben beschriebenen Triebkraftausgleich auf den geforderten Zielwassergehalt der Trockenbraunkohle von 12,00 %, zu 545,23 kJ/kg bestimmt.

Um die Abweichungen zu anderen Braunkohlen aufzuzeigen, sei eine weitere Veröffentlichung von *Wahl* und *Franke* [88] erwähnt, in der ein Verlauf für die differenzielle Bindungsenthalpie des Wassers einer niederlausitzer Braunkohle mit einem Anfangswassergehalt von 57 % angegeben ist. Für den Ansatz gemäß Gleichung (3.5) konnten anhand des Diagramms in [88] folgende Koeffizienten ermittelt werden:

- Niederlausitzer Braunkohle²⁶: $c_1 = 1890$ kJ/kg; $c_2 = 0,1003$; $c_3 = 0,91$.

Zusätzlich sei noch explizit darauf hingewiesen, dass beide genannte Quellen vermutlich eher die Verhältnisse der Grobkorn-trocknung beschreiben und nur für die in den Quellen genannten Kohlen gelten. Die Verwendung der angegebenen Koeffizienten in dieser Arbeit wird wegen der mangelnden öffentlich zugänglichen Datenlage bei der Feinkorn-trocknung unumgänglich. Zur Bestimmung des Energiebetrages, der über die Verdampfungswärme hinaus zum Abtrennen des Wassers benötigt wird, muss die differenzielle Bindungsenthalpie von dem Start- bis zum gewünschten End-Wassergehalt durch

²⁶ Obwohl die in [87] angegebenen Koeffizienten für die Rheinische Braunkohle bei den Berechnungen Verwendung finden, sei dennoch bei den aus [88] abgeleiteten Koeffizienten für die Niederlausitzer Braunkohle darauf hingewiesen, dass diese unter Umständen im Bereich kleiner Restfeuchtegehalte unrealistisch hohe Werte ergeben. Dieses Extremwertproblem stellt keine Beeinträchtigung der Aussagekraft für Wassergehalte nach der Wirbelschicht-trocknung im üblichen Bereich von > 10 % dar. Tatsächlich ergibt sich sogar eine relativ gute Deckung der Zahlenwerte der mit Hilfe der Koeffizienten aus den beiden genannten Veröffentlichungen berechneten integralen Bindungsenthalpien. Unter den Annahmen dieser Arbeit ergibt sich unter Verwendung der Koeffizienten für die Lausitzer Braunkohle ein Energiebedarf zur Überwindung der Bindungskräfte des Wassers von insgesamt 62,71 kJ/kg. Somit beträgt der Unterschied zur Rheinischen Braunkohle weniger als 2 %. Bezogen auf die gesamte Heizleistung, die dem Wirbelschicht-trockner über die Heizflächen zugeführt wird, ist der Unterschied sogar geringer als 0,25 ‰. (Für die Teiltrocknung in der Wirbelschicht vom Anfangswassergehalt der Braunkohle von 52,19 % bis auf den Wassergehalt von 12,53 % am Austritt der Wirbelschicht ergibt sich mit den Koeffizienten für die Niederlausitzer Braunkohle die integrale Bindungsenthalpie des Wassers zu 59,61 kJ/kg. Bei der sich anschließenden Nachtrocknung auf den Zielwassergehalt von 12,00 % beträgt sie 488,61 kJ/kg).

Integration gemittelt werden. Da Gleichung (3.5) nicht analytisch integrierbar ist, wird dies im hier beschriebenen Modell numerisch mit einer relativen Genauigkeit von $< 10^{-9}$ unter Anwendung der Trapezregel durchgeführt.

In dem zum Einsatz kommenden Simulationswerkzeug wird der Wasseranteil der Kohle im Stoffsystem Kohle als ideales Fluid (keine Druckabhängigkeit der Stoffwerte) behandelt. Das bei der Trocknung freiwerdende Wasser wird im Rahmen der Simulation in das Stoffsystem Wasser/Dampf überführt und mit der Wasser-/Dampf tabel IAPWS-IF97 berechnet (vgl. Teilkapitel 3.4). Bei der hier gewählten Lösung werden die Energiebilanzen für beide Trocknungsabschnitte über die Bilanzierung der Enthalpieströme, welche die Bilanzgrenzen mit den ein- und austretenden Stoffströmen überschreiten, geschlossen. Mit Ausnahme des durch die Bindungsenthalpie verursachten Verlustterms werden also die Stoffwerte, welche aus den im Simulationswerkzeug hinterlegten Stoffwertmodellen bestimmt werden, direkt herangezogen.

3.3.2.3 Brüdenverdichtung

Bei der Brüdenverdichtung handelt es sich um eine optionale Verfahrensergänzung der Trockenbraunkohleherstellung mittels Dampfwirbelschicht. Durch die Druckerhöhung der Brüden können diese dazu genutzt werden, ihre latente Wärme zur Beheizung der Wirbelschicht abzugeben, sodass die benötigte Heizdampfmenge aus dem Kraftwerksprozess entsprechend verringert werden kann. Die benötigte Druckerhöhung der aus der Wirbelschicht austretenden Brüden ist im Wesentlichen durch die Grädigkeit an der Heizfläche (Annahme 30 K) und das zu erreichende Temperaturniveau der Wirbelschicht bestimmt.

Unter der Randbedingung der im Rahmen dieser Arbeit unterstellten atmosphärischen Feinkorntrocknung und der damit gegenüber der Grobkorntrocknung verringerten Grädigkeiten kann von einer Verdichtung der Brüden in zwei Stufengruppen ausgegangen werden (vgl. Abbildung 3.5).

Da eine Überhitzung der druckaufgeladenen Brüden am Eintritt in die Heizflächen des Wirbelschichttrockners aus den weiter oben genannten Gründen unerwünscht ist und zur Maximierung des elektrischen Gesamtwirkungsgrads der Eigenbedarf der Verdichtung ebenfalls so gering wie möglich ausfallen soll, bietet es sich an, das Brüdenkondensat zur Zwischen- und Nachkühlung direkt einzudüsen. Es wird davon ausgegangen, dass auf diese Weise eine Enthitzung des Dampfes bis dicht an den Sättigungszustand gezielt erreicht werden kann. Es wird eine Restüberhitzung von 5 K unterstellt. Bei dem vorliegenden Modell werden weitere Druckverluste durch Einspritzung und aufgrund der Mediumsführung zwischen den Stufengruppen und nach dem Verdichter vernachlässigt.

Eine zusätzliche Option, die nur im Prozess mit Brüdenverdichtung Sinn ergibt, ist die Nutzung der Dampfmenge, die bei der Entspannung des Brüdenkondensats auf geringeren Druck durch Flash-Verdampfung bzw. Entspannungsverdampfung entsteht. Das Brüdenkondensat wird in einen Sammelbehälter geleitet und dabei auf ein geringeres Druckniveau gedrosselt. Der dabei entstehende Dampf wird aus dem Behälter abgezogen und den Brüden vor der ersten Verdichterstufe des Brüdenverdichters zugegeben. Durch diese Maßnahme erhöht sich zwar der elektrische Eigenbedarf der Anlage; jedoch kann der Heizdampfbedarf aus dem Kraftwerksprozess weiter reduziert werden. Ein Wirkungsgradvorteil wird bei dieser Option dann erreicht, wenn der Gewinn durch die Verringerung des Heizdampfbedarfs den Anstieg des elektrischen Eigenbedarfs des Brüdenverdichters überwiegt.²⁷

An dieser Stelle sei neben der bereits erwähnten Literatur noch auf weiterführende Literatur zur Braunkohletrocknung in [89–91, 137–141] hingewiesen.

3.3.3 Zwei-Zonen-Dampferzeugermodell für kohlebefeuerte Dampfkraftwerke

Der Dampferzeuger ist aus Sicht des Gesamtkraftwerks die Schnittstelle zwischen dem Wasser-/Dampfkreislauf und der Luft-/Rauchgasseite. Der Abhitze-Dampferzeuger (AHDE) eines GuD-Kraftwerks ist reiner Wärmeübertrager, solange keine Zusatzfeuerung vorgesehen ist. Daher kann der AHDE mit den Basismodellen für die Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung des Wassers bzw. Wasserdampfes unmittelbar modelliert werden.

Demgegenüber kann der Dampferzeuger eines kohlebefeuerten Dampfkraftwerks als Wärmeübertrager mit Reaktionszone, dem Feuerraum bzw. der Brennkammer, abstrahiert werden. Aufgrund seines typischen Aufbaus und zum Erhalt von Zwischenergebnissen, welche Aussagen über die Realitätsnähe der Simulationsergebnisse zulassen, wird eine den Bedürfnissen dieser Arbeit angepasste Modellierung vorgenommen.

Dem Stand der Technik der aktuell neuesten Generation von Groß-Dampfkraftwerken entsprechend, beziehen sich die folgenden Aussagen auf staubbefeuerte, trockenentaschte, überkritische Zwangdurchlauf-Dampferzeugern in Turmkesselbauweise.

Ganz allgemein sind die maximal erreichbaren Frischdampfparameter an die Grenzen der wirtschaftlich einsetzbaren Werkstoffe gebunden, wobei vor allem die Betriebstempe-

²⁷ Die Option der Rückführung der Brüden aus der Entspannungsverdampfung des Brüdenkondensats führt bei dem Braunkohlekraftwerk mit Braunkohlevortrocknung (siehe Abschnitt 4.2.1) zu einem Wirkungsgradvorteil von ca. 0,10 %-Punkten. Dabei wird etwa 1,0 kg/s weniger Brennstoff benötigt, jedoch muss ein um 2 MW erhöhter elektrischer Eigenbedarf hingenommen werden. Deswegen wird diese Option für die Vergleichsstudie herangezogen.

ratur die Einsatzmöglichkeiten begrenzt. Bei den im Dampfkraftwerksprozess maximal auftretenden Dampftemperaturen, dem endüberhitzten Frischdampf und dem zwischenüberhitzten Dampf, leuchtet diese materialbezogene Limitierung für die entsprechenden Heizflächen, Sammler und Rohrleitungen sofort ein. Bei der üblichen Bauweise der Dampferzeuger stellt die Temperatur der wasser-/dampfdurchströmten Membranwand eine weitere werkstoffseitige Limitierung und somit eine ggf. technologiebegrenzende Größe dar [142].

Aufgrund der Baugröße der Dampferzeuger liegen Dimensionen und Bedingungen vor, die eine gezielte und kontrollierte Wärmenachbehandlung der Schweißnähte im errichteten Zustand des Dampferzeugers in der Praxis nahezu unmöglich machen und daher vermieden werden.²⁸ Diese der Fertigungspraxis entstammende Randbedingung schränkt die mögliche Materialwahl auf bestimmte Werkstoffe geringerer Legierung ein, die nach dem Schweißen auf der Baustelle nicht wärmenachbehandelt werden müssen. Höher legierte Werkstoffe, die höhere Temperaturen zulassen würden, müssten wärmenachbehandelt werden, um das Auftreten von wasserstoffinduzierter Spannungsrisskorrosion zu vermeiden. Aus diesem Grund ist die Mediumtemperatur in der Membranwand am Austritt des Verdampfers als Maß für die Materialtemperatur eine wichtige, nicht zu vernachlässigende Zwischenergebnisgröße. Die näherungsweise Bestimmung dieser Temperatur ermöglicht die Berücksichtigung sehr wichtiger charakteristischer Größen, die Aufschluss über die Realitätsnähe der angenommenen Prozessführung bei der Dampferzeugung geben.

Durch die Kopplung der rauchgasseitigen Wärmeabgabe mit der wasser-/dampfseitigen Wärmeaufnahme im Dampferzeuger werden Änderungen auf mindestens einer der beiden Seiten Auswirkungen auf die Wandtemperatur haben. So wird bei den Dampfkraftwerksprozessen, die eine Rauchgasrückführung erforderlich machen, wie das Braunkohledampfkraftwerk mit Braunkohlevortrocknung und das Oxyfuel-Kraftwerk, die Membranwandtemperatur zur Bemessung der Rauchgasrückführungsrate herangezogen. Hierzu werden die aus den Simulationen der Ausgangstechnologie (600-°C-Technologie) gewonnenen Werte der Mediumtemperaturen in der Membranwand für die Parametersetzung der anderen untersuchten Technologien herangezogen. Da die Menge der zurückgeführten Rauchgase zum einen den Wirkungsgrad des Dampferzeugers und zum anderen den elektrischen Eigenbedarf des Kraftwerks beeinflusst, wird durch diese

²⁸ Tatsächlich zeigte das bei der jüngsten Generation Großdampferzeuger sehr oft eingesetzte Membranwandmaterial 7CrMoVTiB10-10 (T24) schon nach wenigen Betriebsstunden Rissbildungen. Diesem Problem wurde von manchen Betreibern durch Austausch des Materials, von anderen durch speziell entwickelte und sehr aufwändige Wärmenachbehandlung des Werkstoffes sowie zusätzlichen betrieblichen Maßnahmen zur Reduzierung des Rissbildungsrisikos begegnet [143, 144].

Modellierung die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse der gegenüberzustellenden Technologien sichergestellt. Demgegenüber würden bei der Verwirklichung der Prozesse, bei denen eine Rauchgasrückführung zur Begrenzung der Membranwandtemperaturen vorgesehen wird, sicherlich die maximal zulässigen Werkstofftemperaturen ausgenutzt werden, um die Menge der zurückzuführenden Rauchgase möglichst gering zu halten.

Nachfolgend wird die Modellbildung und Parametrisierung zur Abschätzung der maximalen Wandtemperatur des Dampferzeugers beschrieben. Um die Modellierung sowie die notwendige Parametrierung möglichst zweckmäßig und mit vertretbarem Aufwand gestalten zu können, wird vereinfachend die Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes²⁹ bestimmt. Diese Wahl wurde getroffen, weil an dieser Stelle infolge der hohen Wärmestrahlung die höchsten Materialtemperaturen in der Wand auftreten. Die vereinfachende Wahl dieser Größe ermöglicht die gedankliche Teilung des Dampferzeugers in zwei Bilanzzonen: 1. die Brennkammer bzw. den Feuerraum und 2. die Konvektionsheizflächen (siehe Abbildung 3.7). Der Vorteil dieses Modellentwurfs besteht darin, dass keine geometrischen Auslegungsdaten benötigt werden und somit eine einfache allgemeine Anwendbarkeit sowie Übertragbarkeit gegeben ist.

Der in Zone 1 vom Rauchgas vornehmlich durch Strahlung an die Umfassungswände abgegebene Wärmestrom wird von der Umfassungswand und somit vom Medium in der Wand aufgenommen. Die im Feuerraum vom Rauchgas an das Wasser übertragene Wärmemenge $\dot{Q}_{FR}$, der mediumseitige Massenstrom in der Membranwand $\dot{m}_{VE}$ sowie die Temperatur T_{VE} und der Druck p_{VE} des Mediums (Wasser) am Eintritt in den Trichter des Dampferzeugers bestimmen die Temperatur des Mediums in der Membranwand auf Höhe des Feuerraumes:

$$T_{MW} = f(\dot{Q}_{FR}, \dot{m}_{VE}, h_{VE}(T_{VE}, p_{VE})) \quad (3.7)$$

Der Druck ergibt sich durch Vorgabe der Frischdampfparameter und der Druckverluste des Dampferzeugers; die Temperatur am Trichtereintritt ergibt sich durch Parametrierung der Eintrittstemperatur des Speisewassers sowie der Speisewasseraufwärmung im Economiser. Der Speisewassermassenstrom folgt indirekt aus der Topologie und der Parametrierung des Gesamtprozessmodells, im Wesentlichen aber aus der Leistungsgröße des Kraftwerks und den Frischdampfparametern.

²⁹ Um Missverständnissen vorzubeugen, sei ergänzend erläutert, dass hier das Feuerraumende dem rauchgasseitigen Eintritt in die Konvektionsheizflächen (beginnend mit der Schottheizfläche) gleichgesetzt wird. Die Begriffe Feuerraum und Brennkammer werden hier äquivalent benutzt.

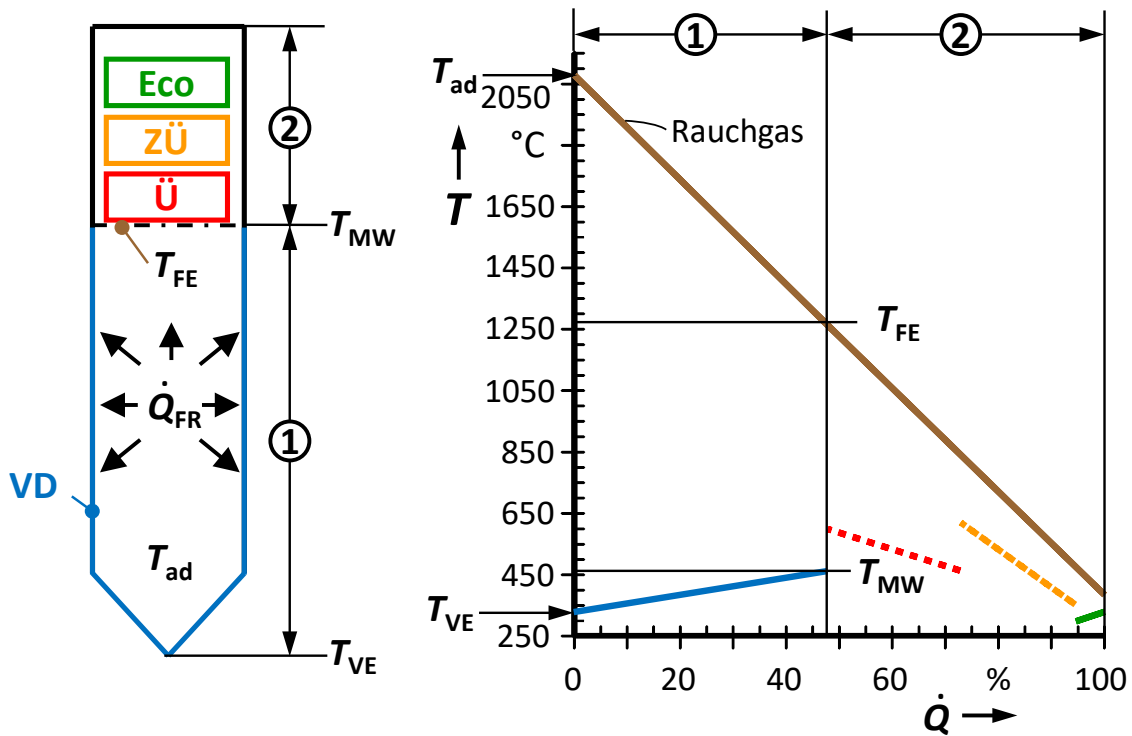


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung des Zwei-Zonen-Dampferzeugermodells. Zone 1 umfasst den Verdampfer bis zur Membranwand in Höhe des Feuerraumes bzw. des Eintritts der Rauchgase in die Konvektionsheizflächen. Zone 2 umfasst die Konvektionsheizflächen. In Zone 2 wird der Wärmeübergang an die Membranwand vernachlässigt. Links: Örtliche Zuordnung der Heizflächen (VD: Verdampfer, Ü: Überhitzergruppe, ZÜ: Zwischenüberhitzergruppe, Eco: Economiser) mit den für die Modellierung wichtigen Temperaturen auf der Rauchgas- sowie auf der Wasser-/Dampfseite. Rechts: Beispielhaftes Temperatur-Wärmestrom-Diagramm. Darin sind die Temperaturverläufe der Überhitzer- und Zwischenüberhitzergruppe vereinfacht in reiner Gegenstromführung angedeutet.

Die Bestimmung von $\dot{Q}_{FR}$ erfolgt mit Hilfe der rauchgasseitigen Energiebilanz des Feuerraumes:

$$\dot{Q}_{FR} = \dot{m}_{RG} \cdot (h_{RG,ad}(T_{ad}) - h_{RG,FE}(T_{FE})) \quad (3.8)$$

Der Rauchgasmassenstrom $\dot{m}_{RG}$ bestimmt sich aus dem Brennstoffmassenstrom sowie aus dem sich über die Vorgabe des Verbrennungssauerstoffverhältnisses ergebenden Luft- bzw. Oxidatormassenstrom (siehe dazu auch Abschnitt 3.2.2). Im Falle der Kraftwerke mit Rauchgasrückführung ist der Rauchgasmassenstrom um den zurückgeführten Rauchgasmassenstrom erhöht.

Die rauchgasseitige Temperatur am Feuerraumende T_{FE} , also in Höhe des rauchgasseitigen Eintritts in die Konvektionsheizflächen, ist ein vorzugebender Parameter, der sich aus der Auslegung des Dampferzeugers für das einzusetzende Brennstoffband ergibt. Übliche

Auslegungen der rauchgasseitigen Feuerraumendtemperatur weisen einen Abstand von etwa 50 K unterhalb des Ascheerweichungspunktes der Kohle (DIN 51730, [145]) auf, um so übermäßige Verschmutzungen der nachfolgenden Konvektionsheizflächen durch noch teigig/klebrige Asche zu vermeiden. Um das einsetzbare Brennstoffportfolio international zu beschaffender Steinkohlen nicht zu weit einzuschränken, wird für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen eine Feuerraumendtemperatur von 1260 °C angesetzt. Für die Braunkohle wird aufgrund der geringeren Ascheerweichungstemperatur eine Temperatur von 1050 °C angenommen.

Die letzte fehlende Größe zur Bestimmung der vom Rauchgas abgegebenen Wärmemenge ist nach Gleichung (3.8) die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} , also jene Temperatur, die sich einstellen würde, wenn der Brennstoff zwar unter den gleichen Bedingungen jedoch ohne zeitgleiche Wärmeabgabe verbrannt würde. Obwohl sich diese Temperatur wegen der Wärmeabfuhr an die Brennkammerwand in der Realität niemals einstellt, ist sie dennoch geeignet, um den übertragenen Wärmestrom zu bestimmen. Aufgrund der Kopplung des vom Rauchgas abgegebenen Wärmestroms mit dem von der Verdampferwand aufgenommenen Wärmestrom würde sich in Abbildung 3.7 rechts bei Berücksichtigung der realen Verhältnisse lediglich der Verlauf der Rauchgastemperatur in Zone 1 zu geringeren Temperaturen hin verändern. Ist die Verbrennung abgeschlossen, kann eine Wärmeabgabe nur durch Temperaturänderung des Rauchgases erfolgen.

Eine detailliertere Beleuchtung der hier dargestellten Zusammenhänge mit verschiedenen Beispielen wird von *Schwendig* in [146] gegeben.

An dieser Stelle sei auf die Wichtigkeit der Angabe der für die Berechnung der adiabaten Verbrennungstemperatur verwendeten Stoffdaten bzw. Stoffdatenmodelle für Vergleiche hingewiesen: Bei dem Modell der adiabaten Verbrennung wird angenommen, dass die Umwandlung der im Brennstoff chemisch gebundenen Energie in Wärme ausschließlich mit einer entsprechenden Temperaturerhöhung ohne gleichzeitige Wärmeabgabe einhergeht. Unter derartigen Voraussetzungen würden sich in der Realität bei den üblichen Verbrennungsbedingungen von Kohle sehr hohe Temperaturen von mehr als 1500 °C einstellen. Die bei so hohen Temperaturen auftretenden (endothermen) Dissoziationsreaktionen würden der Erhöhung der Temperatur entgegenwirken. Bei der Abkühlung würde es zur Umkehrung der Dissoziation, also zur Rekombination unter Energieabgabe kommen. Nach *Effenberger* [85] kann sich eine Temperaturabweichung von bis zu 15 % zu den wirklichen Verhältnissen ergeben, wenn diese Reaktionen vernachlässigt werden. Unabhängig davon, ob ein Stoffdatenmodell diese komplex zu

berechnenden Effekte abbilden kann oder ob es bereits seinen eigentlichen Gültigkeitsbereich deutlich verlassen hat, kann ggf. durch Extrapolation ein Wert für die adiabate Verbrennungstemperatur berechnet werden. Das Berechnungsergebnis ist jedoch mehr oder minder deckungsgleich mit der adiabaten Verbrennungstemperatur, die sich in der Wirklichkeit einstellen würde. Wird, wie bei den Untersuchungen in dieser Arbeit, das Ergebnis der adiabaten Verbrennungstemperatur verwendet, um spezifische Enthalpien zu berechnen, so ist der Fehler der berechneten Temperatur irrelevant, solange dieselbe Stoffdatenberechnung zur Anwendung kommt. Ist auf diese Weise der eindeutige und konsistente Zusammenhang zwischen Temperatur und spezifischer Enthalpie gewährleistet, so werden korrekte Ergebnisse des dem Rauchgas entzogenen Wärmestroms berechnet. Wird dagegen beispielsweise nur eine adiabate Berechnungstemperatur angegeben, jedoch die zugrunde gelegte Stoffwertberechnungsvorschrift nicht, so können deutliche Fehlinterpretationen³⁰ der Angaben die Folge sein.

Trotz möglicher alternativer Vorgehensweisen³¹ und der Unsicherheiten im Zusammenhang mit der Ermittlung und Interpretation der adiabaten Verbrennungstemperatur, kann sie dennoch als Indikatorgröße für die Bedingungen, die bei der Verbrennung herrschen, dienen. Bei der Gegenüberstellung verschiedener Technologien auf Basis desselben Brennstoffs wird mit der Angabe der adiabaten Verbrennungstemperatur ein weiteres Maß der Vergleichbarkeit bereitgestellt. Generell gilt, je höher die adiabate Verbrennungstemperatur ist, desto höher ist das Temperaturniveau im Bereich der Verbrennung. Folglich sind damit Tendenzen zur erhöhten NO_x-Bildung, zu größeren Wärmestromdichten und somit kleineren Brennkammerheizflächen, zu verbesserten Zündbedingungen und somit Verbesserungen der Flammenstabilität jedoch auch zu erhöhter Verschlackungsneigung im Brennkammerbereich verbunden. Besonders geringe oder hohe adiabate Verbrennungstemperaturen deuten auf Schwierigkeiten hin, die bei der Umsetzung des Konzepts in die Wirklichkeit zu erwarten sind. Hierbei darf allerdings nicht der Einfluss der Eigenschaften des eingesetzten Brennstoffs auf das grundlegende Niveau der adiabaten Verbrennungstemperatur vernachlässigt werden. Für die in den Tabellen 3.2 und 3.3 definierten Brennstoffe berechnen sich bei direkter Zuführung von Luft und Brennstoff mit 10 °C unter Vernachlässigung von Dissoziationsreaktionen adiabate

³⁰ Dies ist z. B. dann der Fall, wenn mit Hilfe der Angabe der adiabaten Verbrennungstemperatur die Wärmebilanz des Dampferzeugers nachvollzogen werden soll.

³¹ Alternative Vorgehensweisen zur Bestimmung des im Feuerraum vom Rauchgas abgegebenen Wärmestroms könnten die Vorgabe eines Temperaturprofils oder die Festlegung auf eine konstante Rauchgastemperatur im gesamten Feuerraum, nämlich der Feuerraumendtemperatur, sein. Obwohl für die Wärmeübertragung die reale absolute Temperatur bestimmend ist, so ist sie doch nicht entscheidend für die abgegebene Wärmemenge, solange dieselbe Feuerraumendtemperatur erreicht wird und die Verbrennung in gleichem Maße abgeschlossen ist.

Verbrennungstemperaturen bei stöchiometrischen Verhältnissen für die Steinkohle von ca. 2080 °C, für das Erdgas von ca. 2020 °C und für die Braunkohle von ca. 1490 °C. Die adiabate stöchiometrische Verbrennungstemperatur der vorgetrockneten Braunkohle liegt um ca. 500 K höher als die der Rohbraunkohle und somit im Bereich jener der Steinkohle.

In der zweiten Zone des Dampferzeuger-Modells wird die Wärmeübertragung an die Konvektionsheizflächen abgebildet. Abbildung 3.7 rechts zeigt die Temperaturverläufe der Überhitzer- und Zwischenüberhitzergruppe wie sie sich im Modell ergeben. Gegenüber den Verhältnissen in einem realen Dampferzeuger, in dem die Überhitzerheizflächen und Zwischenüberhitzerheizflächen mehrfach unterteilt, z. T. gegeneinander verschachtelt und in unterschiedlichen Strömungsführungen angeordnet sind, ist die Abbildung des Modells stark vereinfacht. Dies betrifft auch die Modellierung der Einspritzwassermassenströme zur Temperaturregelung, die in der Realität zwischen den Teilkonvektionsheizflächen der Hochdruck- bzw. Zwischenüberhitzungsseite erfolgt. Da in dieser Arbeit nicht auf Aussagen der Temperaturen der einzelnen Teilkonvektionsheizflächen abgezielt wird, kann die Zugabe der jeweiligen Einspritzwassermassenströme vereinfachend im Gesamten nach den letzten Heizflächen modelliert werden.

Der Economiser ist aus Gründen der wasserseitigen Strömungsstabilität und zur Vermeidung sehr hoher Druckverluste bei Turmkesseln üblicherweise im Gleichstrom zum Rauchgas angeordnet. Somit ergibt sich durch die Vorgabeparameter der Rauchgasaustrittstemperatur sowie der wasserseitigen Economiser-Aufwärmung die kleinste Temperaturannäherung (Grädigkeit) am kalten Ende des Dampferzeugers.

Eine bereits genannte und ebenfalls in Abbildung 3.7 angedeutete Vereinfachung des Modells ist die Vernachlässigung des Wärmeeintrages in die Membranwand im Bereich der Konvektionsheizflächen. Daher sei an dieser Stelle noch einmal explizit darauf hingewiesen, dass die hier berechnete Mediumtemperatur in der Membranwand nicht der für die Auslegung der Heizfläche heranzuziehenden maximalen Materialtemperatur entspricht.

Wie bereits erwähnt, ist der dominierende Wärmeübertragungsmechanismus im Bereich der Brennkammer die Wärmestrahlung. Bisher noch unerwähnt geblieben ist, dass ein Teil der Strahlungswärme auf die oberhalb der Brennkammer angeordneten Konvektionsheizflächen trifft. Dadurch wird ein Teil der Wärme von Zone 1 nach Zone 2 verschoben. Dieser Effekt wird als Durchstrahlung bezeichnet. In den Berechnungen wird dieser Effekt mit einem Wert von 4 % der vom Rauchgas abgegebenen Wärme in Zone 1 berücksichtigt. Der Abgleich mit zur Verfügung stehenden Auslegungsberechnungen [147] zeigt

eine gute Übereinstimmung mit der Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes.

Nach DIN EN 12952-15 [40] werden dem Dampferzeuger Verluste durch Strahlung und Leitung an seine unmittelbare Umgebung in Abhängigkeit von seiner maximalen Nutzwärmeleistung nach Gleichung (3.9) zugeordnet (siehe auch [148]).

$$\dot{Q}_{\text{St}} = C \cdot \dot{Q}_{\text{N}}^{0,7} \quad (3.9)$$

Dabei handelt es sich um eine Zahlenwertgleichung, in der die Nutzwärmeleistung in MW einzusetzen ist, um den Verlustwärmestrom ebenfalls in MW zu erhalten. Unter Nutzwärmeleistung ist der vom Rauchgas an die Wasser-/Dampfseite übertragene Wärmestrom zu verstehen. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass sich die maximale Nutzwärmeleistung nicht wesentlich von der Nennwärmeleistung, welche in den Simulationen bestimmt wird, unterscheidet. Dementsprechend werden die Wärmeverluste des Dampferzeugers $\dot{Q}_{\text{St}}$ ausgehend von der Nutzwärmeleistung $\dot{Q}_{\text{N}}$ im Nennpunkt bestimmt. Wird eine typische max. Nutzwärmeleistung von 105 % der Nennwärmeleistung zugrunde gelegt, liegt die damit in Kauf genommene relative Abweichung der Verlustwärmeleistung vom Vorgehen nach der Norm bei den hier betrachteten Leistungsgrößen in der Größenordnung von 10^{-4} der Nutzwärmeleistung. Dieser Fehler wird daher als vernachlässigbar angesehen. Die Aufteilung dieser Verluste auf die Teilenergiebilanzen der Brennkammer (Zone 1), des Konvektionsteils (Zone 2) und der Mahlanlage (siehe 3.3.1) erfolgt nach den von *Brandt* in [50] angegebenen Anteilen, die in Tabelle 3.4 wiedergegeben sind.

Da die Verhältnisse des trockenbraunkohlebefeuchten Dampferzeugers eher denen des steinkohlebefeuchten Dampferzeugers entsprechen, werden für den trockenbraunkohlebefeuchten Dampferzeuger bei der Bestimmung der Verluste die Koeffizienten für Steinkohle aus Tabelle 3.4 herangezogen.

Tabelle 3.4: Verlustfaktor C zur Bestimmung des Verlustwärmestroms des Dampferzeugers durch Strahlung und Leitung in Abhängigkeit vom verwendeten Brennstoff nach [40] sowie dessen Aufteilung auf die Zonen des Dampferzeugers und der Mahlanlage nach [50]. Der Gesamtbetrag des Verlustwärmestroms wird nach Gleichung (3.9) bestimmt.

Brennstoff	Verlustfaktor C	Anteil der Verlustwärmeleistung im Bereich		
		Mahlanlage	Brennkammer	Konvektionszug
Steinkohle	0,0220	13,0 %	42,0 %	45,0 %
Braunkohle	0,0315	16,7 %	40,0 %	43,3 %

Zu weiteren Details des Einflusses der Trockenbraunkohlefeuerung auf die Dampferzeugerauslegung sei auf die Literatur in z. B. [146, 149–158] verwiesen.

Während die Verbrennung auf der Kohle-/Asche-/Luft-/Rauchgasseite des Dampferzeugers mit dem grundlegenden Funktionsumfang des verwendeten Modellierungs- und Simulationswerkzeugs abgebildet wird, wird die Wasser-/Dampfseite entsprechend der beschriebenen Modellierung abgebildet. Abbildung 3.8 zeigt die grafische Darstellung des steinkohlebefeuchten Zwei-Zonen-Dampferzeugermodells mit den Zahlen eines Berechnungsbeispiels.

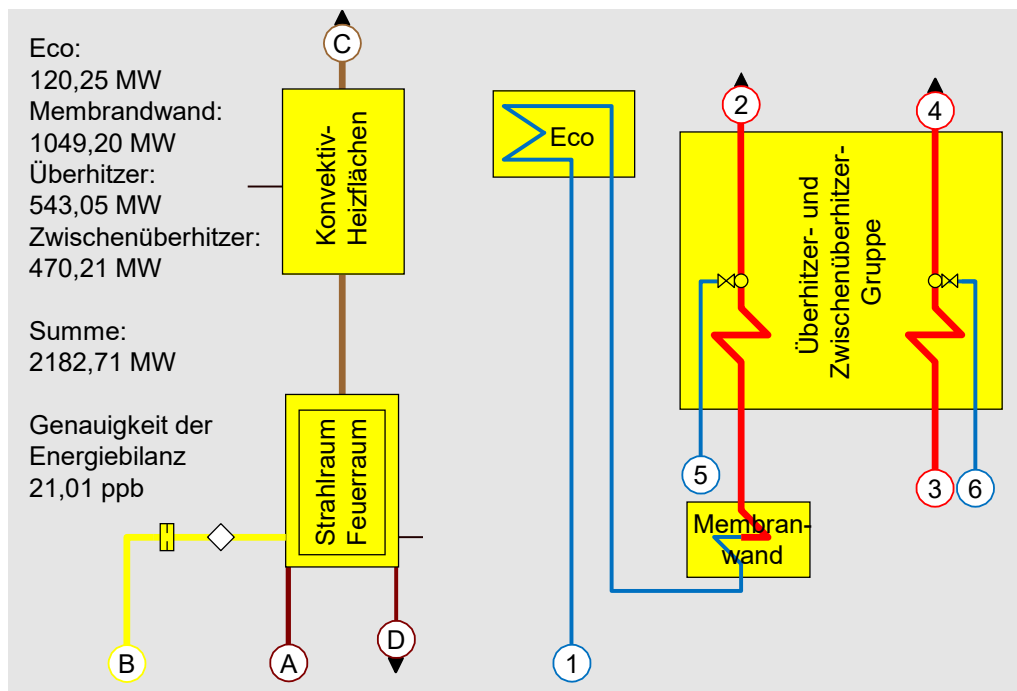


Abbildung 3.8: Vereinfachte Darstellung des Zwei-Zonen-Dampferzeugermodells in der grafischen Oberfläche des verwendeten Simulationswerkzeugs am Beispiel des steinkohlebefeuchten Dampferzeugers. Rauchgasseite: (A) Gemahlene Kohle von der Mühle; in Luftleitung (B) ist die Primär- und Sekundärluft zusammengefasst, (C) Rauchgas, (D) Trichteräsche. Wasser-/Dampfseite: (1) Eintritt endvorgewärmtes Speisewasser, (2) Frischdampfaustritt, (3) Eintritt kalte ZÜ, (4) Austritt heiße ZÜ, (5) HD-Einspritzung, (6) ZÜ-Einspritzung.

Obwohl bei der Verwendung von Teilmodellen aus der Teilmodellbibliothek auf die Online-Dokumentation des eingesetzten Softwarewerkzeugs [38] zu verweisen ist, sei darauf hingewiesen, dass die Stöchiometrie der Verbrennung auf die Brennstoffmenge, die der Verbrennung zugeführt wird, bezogen wird und nicht, wie häufig üblich, auf den tatsächlich umgesetzten Brennstoff (siehe auch Abschnitt 3.2.2). Die unvollkommene Verbrennung wird über die Vorgabe von 3 % Kohlenstoffanteil in der Flug- und der Kesselasche modelliert. Die Abbildung von Kohlenstoffmonoxid als Produkt der unvollständigen Verbrennung sowie von Stickoxiden wird vor dem Hintergrund der wirkungsgradfokussierten Technologievergleichsstudie dieser Arbeit aus Gründen, die in Abschnitt 3.3.4 nochmals genauer erläutert werden, verzichtet.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Oxidatorgasströme zur chemischen Umsetzung des Brennstoffs nur in Primärluft bzw. -gas und Sekundärluft bzw. -gas aufgeteilt. Dabei ist das Primärgas das Traggas, welches den Kohlenstaub über die Brenner in den Feuerraum transportiert. Das Sekundärgas ist die Summe aller Gasströme, die dem Dampferzeuger außer dem Primärgas zugeführt werden. Eine Unterteilung in beispielsweise Ausbrandluft, Schleierluft oder Tertiärluft erfolgt nicht.

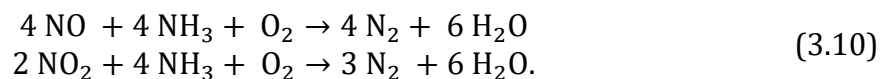
Für das Modell des mit Rohbraunkohle befeuerten Dampferzeugers wird die Rauchgasrücksaugung im Rahmen der Darstellung der Mahltrocknung abgebildet. Mit Kenntnis der Temperaturverteilung über den horizontalen Querschnitt des Dampferzeugers auf Höhe der Rücksaugeschächte kann die Temperatur der zurückgesaugten Rauchgase bestimmt werden. Ohne zu große Abweichungen zu den in der Wirklichkeit herrschenden Verhältnissen wird eine Rauchgastemperatur an dieser Stelle von 1000 °C, d. h. 50 K unterhalb der Feuerraumendtemperatur, angesetzt (siehe z. B. [103]).

Die Mahltrocknung der Rohbraunkohle mit Hilfe der heißen zurückgesaugten Rauchgase entspricht einer Rauchgasrückführung. Folglich stellt sich trotz gleicher Verbrennungsstöchiometrie in der Brennkammer eine geringere Sauerstoffrestkonzentration im Rauchgas ein als bei dem steinkohlebefeuchten Dampferzeuger, bei dem keine Rauchgasrückführung erforderlich ist (vgl. Abschnitt 3.2.2).

3.3.4 SCR-DeNO_x

Bei braunkohlebefeuchten Kraftwerken können die derzeitigen emissionsrechtlichen Anforderungen bezüglich der Stickoxide (NO_x) bereits mit feuerungstechnischen Primärmaßnahmen eingehalten werden. Bei steinkohlebefeuchten Großkraftwerken stellt die Sekundärmaßnahme der selektiven katalytischen Entstickung (SCR-DeNO_x) von Rauchgasen den Stand der Technik dar, um die Emissionsauflagen zu erreichen. Hierbei hat sich die Anordnung des Katalysators im nicht entstaubten Rauchgas nach Economiser, die sog. High-Dust-Schaltung, durchgesetzt (vgl. Quellen in Teilkapitel 3.2).

Als NO_x-Reduktionsmittel dient Ammoniak (NH₃). Die chemischen Hauptreaktionen der Entstickung sind:



Durch den Schwefelgehalt der Brennstoffe kommt es neben diesen gewünschten Reaktionen zu unerwünschten Nebenreaktionen: Zum einen begünstigt der Katalysator die Konversion von SO₂ zu SO₃. Zum anderen wird stromabwärts des Katalysators aus dem SO₃ und dem Ammoniakslupf Ammonium(bi)sulfat ((NH₄)₂SO₄ und NH₄HSO₄) gebildet

[159, 160]. Heutzutage ist ein NH_3 -Schlupf von 2 ppm üblich [161]. Beide Effekte haben negative Auswirkungen bezüglich Korrosion und Ablagerungen in den nachfolgenden wärmetauschenden Apparaten (z. B. dem LuVo) sowie den Kanälen zur Rauchgasführung. Über 90 % der Anlagen, die weltweit mit der SCR-DeNO_x-Technik ausgestattet sind, verwenden reines verflüssigtes NH_3 zur Entstickung [162]. Das NH_3 wird bei Umgebungstemperatur und erhöhten Drücken von ca. 5–8 bar flüssig gelagert. Zur Entstickung wird es dem Rauchgas vor dem Eintritt in die erste Katalysatorebene möglichst homogen zugemischt. Dazu muss das NH_3 beispielsweise durch Warmwasser zunächst verdampft werden. Die für die Verdampfung benötigte thermische Energie wird im Rahmen der Untersuchungen dieser Arbeit in der Energiebilanz vernachlässigt. Nach der Verdampfung wird das NH_3 mit Luft verdünnt, um aus Sicherheitsgründen die untere Zündgrenze³² des Gemisches (d. h. magere Mischung) zu unterschreiten und zudem einen ausreichenden Volumenstrom zur homogenen Dosierung zu erhalten. Üblich ist ein Mischungsverhältnis von einem Teil NH_3 zu mehr als 20 Teilen Luft, sodass sich eine Mischung mit weniger als 5 Vol.-% NH_3 ergibt. Im Betrieb wird normalerweise der Verdünnungsluftmassenstrom konstant gehalten und die NH_3 -Menge den Bedürfnissen zur Einhaltung der NO_x-Emissionsgrenzwerte angepasst [104]. Der Massenstrom der Verdünnungsluft liegt in der Größenordnung von 1 % des Rauchgasmassenstroms.

Da der Fokus der technologievergleichenden Untersuchung in dieser Arbeit im Wesentlichen auf der Bestimmung des elektrischen Wirkungsgradpotenzials liegt (vgl. Teilkapitel 1.2), erfolgt keine Modellierung der NO_x-Bildung während des Verbrennungsvorgangs. Zudem ließen sich die komplexen Zusammenhänge der Bildung und Reduktion der Stickoxide im Bereich der Verbrennung in den hier zur Anwendung kommenden null-dimensionalen Modellen nur durch in aller Regel nicht verallgemeinerbare empirische Formeln in einem sehr engen Gültigkeitsbereich vorhersagen. Die z. T. sehr stark unterschiedlichen Verbrennungsverhältnisse der hier betrachteten Technologien, die vor allem im Bereich der CO₂-Abtrennungstechnologien bisher nicht im hier betrachteten Leistungsmaßstab realisiert wurden, lassen die Modellierung der NO_x-Gehalte ebenfalls als nicht sinnvoll erscheinen.

In Folge dessen ist auch die Abbildung einer NO_x-Reduzierung in einer DeNO_x-Anlage nicht sinnvoll abbildbar (vgl. Teilkapitel 2.1). Dementsprechend wird im Modell dem Rauchgas auch kein NH_3 zugeführt. Für die thermodynamischen Zustandsänderungen im Rauchgaspfad (vornehmlich Wärmeabgabe) ist die NO_x-Konzentration von untergeordneter Bedeutung. Allerdings ist die Verdünnungsluftzugabe nicht zu vernachlässigen, weil

³² Der Zündbereich von NH_3 in Luft liegt etwa im Bereich von 15 bis 30 Vol.-% [104].

dadurch einerseits eine Temperaturabsenkung und andererseits vor allem eine Erhöhung der Sauerstoffkonzentration im Rauchgas stattfinden. Somit ist ein Einfluss auf die Rauchgaszusammensetzung festzustellen. Der mit 1,0 % des Rauchgasmassenstroms angesetzte Verdünnungsluftmassenstrom entspricht somit einem Falschlufteintrag nach der Verbrennung von 1 % des Rauchgasmassenstroms am Economiser-Austritt. Im Rahmen dieser Arbeit wird grundsätzlich von der Anordnung des DeNO_x-Reaktors nach der Economiser-Heizfläche im Leerzug des Turmkessels ausgegangen.³³ Weiterhin wird die Leistung des Luftverdünnungsgebläses berücksichtigt. Es wird angenommen, dass eine Druckerhöhung auf 1,1 bar(abs.) ausreichend ist.

3.3.5 Regenerativ-Luftvorwärmer

Die Luftvorwärmung wird bei Dampfkraftwerken mit Staubfeuerung nach dem derzeitigen Stand der Technik durch Wärmeübertrager nach dem Regeneratorprinzip mit Blechpaketen als Regeneratormasse ausgeführt. Neben der gewünschten Wärmeübertragung kommt es aufgrund dieser Bauweise zum Stoffaustausch durch Leckageströme zwischen Rauchgas und Luft in beiden Richtungen, siehe z. B. [164]. Aufgrund der Druckunterschiede strömt Luft auf die Rauchgasseite. Wegen der wechselweisen Durchströmung der Blechpakete mit Luft und Rauchgas verbleiben Restmengen des jeweiligen Gases in den Strömungsquerschnitten und vermengen sich mit dem jeweils anderen Gasstrom bei dem Wechsel [165].

In Anlehnungen an die Ausführungen der VDI 3921-1 [166] wird bei der Modellierung jedoch nur ein Leckagestrom am kälteren Ende des Vorwärmers von der Luft- auf die Rauchgasseite berücksichtigt. Die Angaben der Rauchgastemperatur am Austritt des Luftvorwärmers beziehen sich auf den Zustand nach Aufnahme der Leckageströme. Es wird davon ausgegangen, dass ein Quartsektor-Luftvorwärmer verwendet wird, bei dem der Sektor für die Primärluft, dem Luftstrom mit dem höchsten Druck, von den sekundärluftdurchströmten Sektoren umschlossen wird. Es kommt so zur Leckage von der Primärluft zur Sekundärluft, die mit 10 % des Primärluftmassenstroms parametrisiert wird, und zur Leckage von Sekundärluft zum Rauchgas, die ihrerseits mit 5 % des gesamten vorge-

³³ Wenn auch in den technischen Details nicht mehr dem derzeitigen Stand der Technik entsprechend, wird in [163] ein sehr anschaulicher Überblick über die Anordnungsmöglichkeiten des DeNO_x-Katalysators in das Dampferzeugerkonzept und deren jeweilige Auswirkungen gegeben. Abweichend von der in dieser Arbeit angenommenen Anordnung liegt beispielsweise bei den Kraftwerksblöcken Westfalen D und E der DeNO_x-Reaktor zwischen einem geteilten Economiser, um so auch bei Teillasten eine optimale Betriebstemperatur zu erreichen [52]. Allerdings wird in diesem Kraftwerkskonzept auch eine um ca. 30 K geringere Abgastemperatur vor Eintritt in den Luftvorwärmer als in anderen aktuellen Kraftwerken angestrebt.

wärmten Luftmassenstroms (Summe aus Primär- und Sekundärluft am LuVo-Austritt, d. h. kaltes Ende) angenommen wird.

Außer den Leckagen werden die Druckverluste der Strömungspfade und die Grädigkeiten am warmen Ende des LuVos zur Parametrisierung des Modells verwendet. Die Einstellung einer vorgegebenen Rauchgastemperatur am Austritt des Luftvorwärmers erfolgt über die Heizleistung des Kalorifers (dampfbeheizter Luftvorwärmer) in der Gesamtprozessschaltung.

Das Modell des regenerativen Luftvorwärmers wird im verwendeten Softwarewerkzeug als energetisch/stoffliches Bilanzmodell implementiert. Das Modellierungskonzept ist in Abbildung 3.9 veranschaulicht.

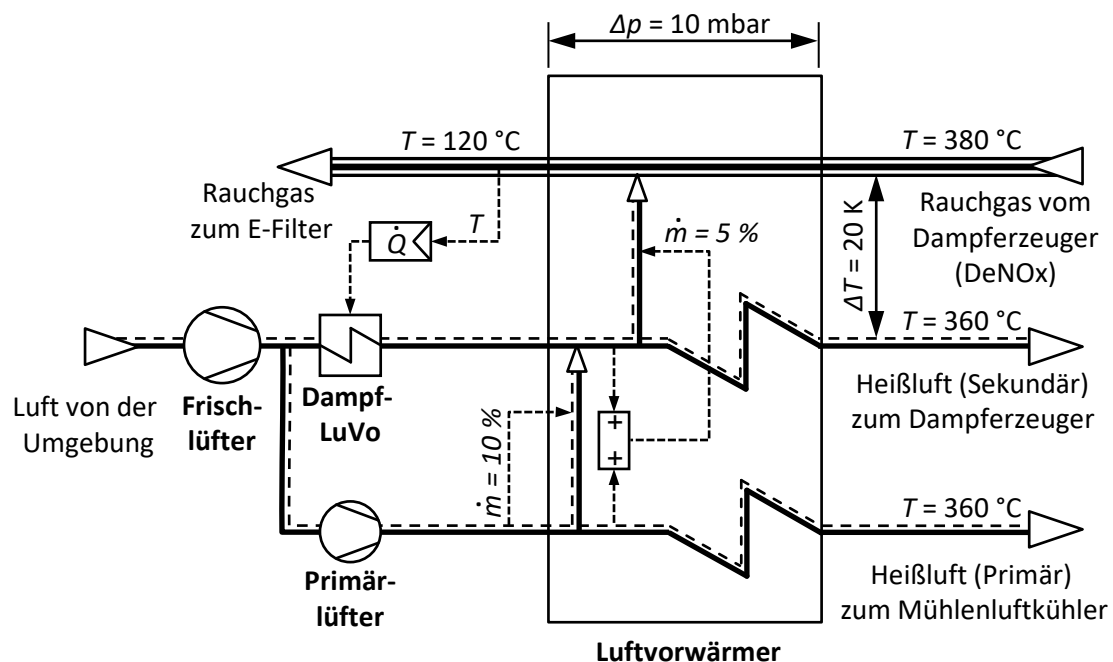


Abbildung 3.9: Schema des regenerativen Luftvorwärmermodells mit den gewählten Parametrisierungen; beispielhaft sind die Parameterwerte des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks aus Abschnitt 4.1.1 angegeben

3.3.6 Elektrofilter

Die Entstaubung der Rauchgase wird bei Großkraftwerken nach dem Stand der Technik in Elektrofiltern (E-Filter) vorgenommen. Für die grundlegende Beschreibung der wichtigen Funktionszusammenhänge, der Ausführungsmerkmale und der Zusammenhänge im Gesamtsystem sei an dieser Stelle auf die Standardliteratur der Kraftwerkstechnik wie z. B. [85, 104, 113, 160, 167, 168] verwiesen. Weiterhin sei auf die Zusammenstellung der

Entwicklungen der Entstaubungstechnik von *Zhu* in [169] und darauf aufbauend von *Nicol* in [170] hingewiesen.

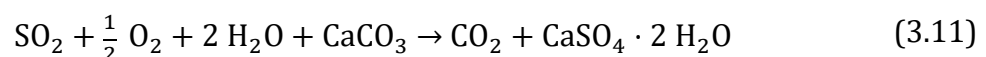
Gegenüber dem Modell des Elektrofilters aus der Standardbibliothek des verwendeten Softwarewerkzeugs wird lediglich die Parametrisierung zur Bestimmung des elektrischen Eigenbedarfs geändert. Anstelle der Vorgabe einer spezifischen elektrischen Leistung, die auf den im Rauchgas mitgeführten absoluten Staubmassenstrom am Elektrofilter-Eintritt bezogen ist, wird der elektrische Eigenbedarf von der zu behandelnden Rauchgasmenge abhängig gemacht. Es wird ein spezifischer Wert von $0,15 \text{ Wh/m}_{\text{i.N., feucht}}^3$ in Anlehnung an die Angaben in [85] und [171] angesetzt.

Der benötigte Eigenbedarf zur Überwindung der Systemdruckverluste wird durch die Modellierung des Saugzuggebläses berücksichtigt.

3.3.7 Rauchgasentschwefelungsanlage

Der weitaus größte Anteil der weltweit installierten Anlagen zur Entfernung von Schwefelkomponenten aus Rauchgasen kohlebefeuerter Kraftwerke sind Kalkstein-Nasswäscher [172]. Bei dem Verfahren wird eine wässrige Kalkstein-Suspension mit dem Rauchgas in Kontakt gebracht, sodass das im Rauchgas durch die Verbrennung des Brennstoffschwefels entstandene SO_2 von der Suspension absorbiert wird. Anschließend kommt es zur chemischen Reaktion zu Calciumsulfit (CaSO_3) und -bisulfit ($\text{Ca}(\text{HSO}_3)_2$). Unter Sauerstoffverbrauch oxidieren diese Verbindungen zu CaSO_4 und kristallisieren in der Suspension schließlich zum Zielprodukt Gips ($\text{CaSO}_4 \cdot 2 \text{H}_2\text{O}$). Zur forcierten Oxidation wird dem ständig umzurührenden Sumpf gezielt Luft zugeführt, die sog. Oxidationsluft. Nach ausreichender Verweilzeit im Sumpf des Wäschers sind die Kristalle groß genug, um über Hydrozyklone aus dem Prozess ausgeschleust zu werden. Die abgeschiedene Gipssuspension wird durch mechanische Entwässerung (Vakuumbandfilter) auf eine Restfeuchte von ca. 10 % entwässert. Der erhaltene Gips wird in aller Regel als marktfähiges Nebenprodukt an die Baustoffindustrie verkauft.

Für Kalksteinmehl als Absorptionsmittel lässt sich die Globalreaktion nach Gleichung (3.11) formulieren.



Alternativ kann auch Kalkmilch ($\text{Ca}(\text{OH})_2$ in wässriger Suspension) als Absorptionsmittel eingesetzt werden, die aus Branntkalk (CaO) am Kraftwerksstandort hergestellt wird.

Bei allen festbrennstoffbefeuernden Prozessen, die in dieser Arbeit betrachtet werden, wird eine Nasswäscher-Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) modelliert, bei der Kalk-

stein als Absorbens verwendet wird. Bei dem Einsatz von Kalkstein muss dieser dem Prozess ausgemahlen zugeführt werden. Die dazu benötigte Mahlenergie wird im Rahmen dieser Untersuchungen nicht betrachtet, da davon ausgegangen wird, dass dem Prozess ein einsatzfertiges Kalksteinmehlprodukt angeliefert wird.

Weiterhin ist zu beachten, dass bei dem Einsatz von Kalkstein CO_2 frei wird. Diese Menge ist zwar klein, aber nicht gänzlich vernachlässigbar: Bei den hier durchgeführten Simulationen macht dies etwa 0,3–0,4 % der gesamten entstehenden CO_2 -Menge aus (also etwa 2,5–4,0 g/kWh).

Typischerweise können mit Hilfe von Kalkstein-Nass-Wäschern SO_2 -Abscheidegrade von 98 % und darüber hinaus erreicht werden.³⁴ Für allgemeine Entwicklungstendenzen der Rauchgasentschwefelungsanlagen sei auf [172] und für Beschreibungen ausgeführter Anlagen nach dem Stand der Technik beispielhaft auf [173] hingewiesen.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Simulationswerkzeug bietet keine Möglichkeit, den verfahrenstechnischen Teilprozess des Kalkstein-Nasswäschers zur Rauchgasentschwefelung direkt im Detail abzubilden. Ähnlich wie beim Vorgehen der entsprechenden Teilprozesse bei den Kraftwerksprozessen mit CO_2 -Abtrennung (vgl. Abschnitt 3.3.11), wäre theoretisch eine Modellierung in dem ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Softwarewerkzeug AspenPlus® denkbar. Die damit erhaltenen Ergebnisse könnten dann in einem Black-Box-Modell in die Gesamtprozesssimulation übertragen werden. Vorteil dieses Vorgehens wäre ein besserer Zugang zur Bestimmung des elektrischen Eigenbedarfs. Dies erscheint jedoch für den Zweck des im Wesentlichen effizienz-basierten Technologievergleichs im Rahmen dieser Arbeit als nicht angemessen. Zur detaillierten Modellierung wären sehr spezielle Kenntnisse der Prozessvorgänge und der typischen Auslegungskonzepte der REA-Hersteller notwendig. Vor allem ist der in Wirklichkeit ablaufende Chemismus deutlich komplexer als in Gleichung (3.11) dargestellt. Außerdem wäre die Berücksichtigung vieler weiterer Stoffe (z. B. Cl, Fe, Mg etc.), die im Rahmen dieser Untersuchungen vernachlässigt werden, für die realitätsnahe Beschreibung der Abläufe des REA-Prozesses bei der Modellierung und Simulation notwendig.

Daher wird ein vereinfachtes Modell für die Massen- und Energiebilanzen erstellt, das auf Grundlage der Globalreaktion (3.11) und mit entsprechenden weiteren Vorgaben die Än-

³⁴ Demgegenüber ist die SO_3 -Abscheidung in Kalkstein-Nasswäschern in der Praxis als eher mäßig einzustufen. Als typischen Bereich der SO_3 -Abscheideeffizienz gibt *Fernando* in [174] 40 bis 70 % an. Aufgrund des geringen Anteils von einigen Prozent der SO_2 -Konzentration kann der SO_3 -Anteil zur Berechnung der Massen- und vor allem Energiebilanzen jedoch vernachlässigt werden. zugeb

derung der Zusammensetzung des Rauchgases, dessen thermodynamische Zustandsänderung und den elektrischen Eigenbedarf des REA-Prozesses bestimmt.

Der elektrische Eigenbedarf der Kalkstein-Nasswäscher-REA liegt ohne Berücksichtigung der zusätzlichen Leistung des Saugzuggebläses zur Überwindung der Druckverluste der REA im Bereich von ungefähr 0,5–2 % der elektrischen Kraftwerksleistung [104, 160, 173]. Dies entspricht einer Einbuße des elektrischen Wirkungsgrads von ca. 0,25–1 %-Punkten. Dabei ist der größte Anteil des elektrischen Eigenbedarfs den Suspensionspumpen des Wäschers zuzuschreiben.

Die Parametrisierung und die zugehörigen Parameterwerte des erstellten Modells werden nachfolgend genauer erläutert: Der elektrische Eigenbedarf der REA wird einerseits durch die erhöhte Antriebsleistung des Saugzuggebläses aufgrund der rauchgasseitigen Druckverluste berücksichtigt, andererseits wird der übrige elektrische Eigenbedarf des REA-Wäscherprozesses durch einen spezifischen Wert abgeschätzt. Gemäß der Darstellung von *Geuder* in [175] wird der spezifische Energiebedarf des REA-Wäscherprozesses auf die zu behandelnde Rauchgasmenge am Eintritt in die REA bezogen. Obwohl der zur Einhaltung der Emissionsvorschriften notwendige SO₂-Abscheidegrad bei dieser Art der Parametrisierung keine Berücksichtigung findet, werden mit einem Parameterwert von 2,5 Wh/m³_{i.N.,feucht} Ergebnisse erzielt, die im Bereich der Angaben aktuell ausgeführter REA bei braunkohle- und steinkohlebefeuerten Kraftwerken liegen [173]. Somit kann von einer ausreichend realitätsnahen Parametrisierung ausgegangen werden.

Durch den Kontakt mit der wässrigen Suspension wird das Rauchgas nicht nur von SO₂ gereinigt, sondern auch abgekühlt und mit Wasserdampf gesättigt. Es hat sich gezeigt, dass die Modellierung als adiabater Wäscher zur Beschreibung der Zustandsänderung der Rauchgase in der REA eine gute Näherung darstellt [176]. Es stellt sich die Kühlgrenztemperatur des Rauchgases ein.

Neben der SO₂-Abscheidung und der Aufsättigung mit Wasserdampf erfolgt eine Änderung der Zusammensetzung des Rauchgases durch die chemischen Vorgänge und durch die Zugabe von Oxidationsluft im Absorbersumpf. Entsprechend der Globalreaktionsgleichung (3.11) ergeben sich der stöchiometrische Sauerstoffbedarf sowie die Menge des freigesetzten CO₂. Die Berechnungen erfolgen unter den Vorgaben

- einer SO₂-Zielkonzentration von 100 mg/m³_{i.N.,tr.} (ohne Restsauerstoffkorrektur; dies entspricht dem halben Wert der 13. BImSchV in der Fassung von Mai 2013) [177],
- eines Oxidationsluftverhältnisses von 2,0 sowie
- einer Kalksteinstöchiometrie von 1,05.

Das Oxidationsluftverhältnis setzt die in der Luft enthaltene Sauerstoffmenge, welche dem Sumpf zur forcierten Oxidation des Calciumsulfits zu Gips zugegeben wird, ins Verhältnis zum stöchiometrischen Sauerstoffbedarf nach Gleichung (3.11). Damit werden ca. 0,2 % des Rauchgasmassenstroms am REA-Eintritt als Oxidationsluft zugeführt.

Die Kalksteinstöchiometrie beschreibt die tatsächlich eingesetzte Kalksteinmenge im Verhältnis zum stöchiometrischen Bedarf. Mit dem gewählten Parameterwert von 1,05 wird also 5 % mehr Kalkstein eingesetzt als für den theoretisch minimalen Bedarf.

Die dem Prozess zuzugebende Zusatzwassermenge wird durch Bilanzierung der Wasseraufnahme des Rauchgases durch Aufsättigung mit Wasser am Austritt der REA, zuzüglich des mit dem Rohgips aus dem Prozess abgeführten Wassers, welches sich aus der Hydratwassermenge sowie der Annahme einer Rohgipsrestfeuchte von 10 % ergibt, bestimmt.

3.3.8 Wirkungsgradmodelle von Strömungsmaschinen

Strömungsmaschinen stellen eine der Schlüsseltechnologien der Energiewandlungskette in der Großkraftwerkstechnik dar. So wird das Arbeitsfluid des thermodynamischen Kreisprozesses in den Turbinen entspannt. Die Enthalpie des Arbeitsfluids, die an diesen Stoff durch seinen Zustand gebunden ist, wird in mechanische Energie in Form von Rotationsenergie umgewandelt, die nun keine direkte stoffliche Bindung mehr aufweist. Sie sind damit ein sehr wichtiges Glied in der Kette der Energiewandlungen, die in einem thermischen Kraftwerksprozess, beginnend mit der chemisch im Brennstoff gebundenen Energie bis zur Zielenergieform des elektrischen Stroms, stattfinden. Außerdem finden Strömungsmaschinen als Arbeitsmaschinen in Form von Pumpen, Gebläsen, Verdichtern und ggf. Ventilatoren bei der Druckerhöhung zur Förderung und Verdichtung verschiedenster Gase und Flüssigkeiten in kraftwerkstechnischen Prozessen Anwendung. Deren erforderliche Antriebsleistung macht den überwiegenden Anteil³⁵ der Eigenbedarfsleistung des Kraftwerks aus.

Diese Ausführungen verdeutlichen, dass der eindeutigen Beschreibung der thermodynamischen Güte dieser Maschinen für deren Vergleichbarkeit und damit für die Vergleichbarkeit der Gesamtprozesse größte Bedeutung zukommt.

³⁵ Bei konventionellen kohlebefeuchten Dampfkraftwerksprozessen werden bei dem Antrieb der Speisepumpen durch eine Antriebsturbine typischer Weise mehr als 60–70 %, bei elektrischem Speisepumpenantrieb mehr als 70–80 % des elektrischen Eigenbedarfs durch Strömungsmaschinenaggregate verursacht.

Anders als bei den energetischen Wirkungsgraden, wie z. B. dem elektrischen Nettowirkungsgrad, handelt es sich bei den Wirkungsgraddefinitionen von Strömungsmaschinen um thermodynamische Gütegrade. Bei energetischen Wirkungsgraden wird die Nutzenergie der aufzuwendenden Energie zum Erhalt dieses Nutzens ins Verhältnis gesetzt. Bei den Strömungsmaschinen dagegen wird die realisierte thermodynamische Zustandsänderung zu einer theoretischen Bezugs-Zustandsänderung des Arbeitsstoffs ins Verhältnis gesetzt. Die tatsächlich erhaltene Zustandsänderung bei der vollzogenen Druckänderung in der Strömungsmaschine wird als Nutzen definiert, während der Aufwand durch eine Zustandsänderung beschrieben wird, die im theoretischen idealen Fall gelten würde. Unter der üblicherweise gerechtfertigten Vernachlässigung von Wärmeverlusten über das Gehäuse der Maschine, also bei einer adiabaten Zustandsänderung, bedeuten im Vergleich zum energetischen Wirkungsgrad hier die Verluste keinen Energieverlust: Ein Wirkungsgrad unterhalb des Wertes von 100 % bedeutet im Fall von Verdichtern oder Gebläsen, dass dem Fluid mehr Energie in Form von technischer Arbeit gegenüber der angestrebten und als ideal betrachteten Zustandsänderung zur Druckerhöhung aufzuwenden ist. Im Fall von Turbinen wird weniger Energie in Form von technischer Arbeit dem Arbeitsmedium entzogen als bei der Entspannung entlang der als ideal betrachteten Zustandsänderung umgewandelt werden würde. Die Abweichung vom theoretisch optimalen Nutzen bzw. Aufwand stellt also lediglich ein vergebenes Arbeitspotenzial bzw. einen unerwünschten Mehraufwand, d. h. einen Exergieverlust, dar. Die zu wenig abgeführte technische Leistung verbleibt bei Turbinen im Fluid. Die zu viel zugeführte technische Leistung bei Verdichtern wird dem Fluid zusätzlich zugeführt, dissipiert in Form von Wärme und führt zur Steigerung der inneren Energie des Fluids. Da im Fall der Strömungsmaschinen eine Zustandsänderung einem theoretischen Vergleichsprozess (VGP) gegenübergestellt wird, müsste eigentlich von einem Gütegrad und nicht von einem Wirkungsgrad gesprochen werden. In der Praxis erfolgt diese Unterscheidung allerdings nicht und es wird ebenfalls von Wirkungsgraden gesprochen.

Für die Entspannung des Fluids mit dem Ziel, technische Arbeit W_t zu gewinnen, kann der allgemeine Wirkungsgrad η_T und für die Verdichtung eines Fluids der allgemeine Wirkungsgrad η_V definiert werden (siehe Gleichung (3.12)).

$$\eta_T = \frac{W_{t,\text{real}}}{W_{t,\text{VGP}}} , \quad \eta_V = \frac{W_{t,\text{VGP}}}{W_{t,\text{real}}} \quad (3.12)$$

Die üblichen Bezugs-Zustandsänderungen bzw. Vergleichsprozesse zur Definition der Wirkungsgrade sind die isentrope oder die polytrope Zustandsänderung bei der Verdichtung oder der Entspannung. Da weiterhin in aller Regel mit guter Annäherung an die

Wirklichkeit unterstellt werden, dass ein möglicher Verlustwärmestrom an die Umgebung zu vernachlässigen ist, kann über beide Wirkungsgradbezüge die strömungstechnische Güte der Maschine wiedergegeben werden. Zur Beschreibung derselben tatsächlich erreichten Zustandsänderung sind bei Verwendung der beiden Wirkungsgraddefinitionen andere Wirkungsgradwerte einzusetzen. Dabei gilt grundsätzlich:

- bei Turbinen $\eta_{T,is} \geq \eta_{T,poly}$
- bei Verdichtern $\eta_{V,is} \leq \eta_{V,poly}$

Bei der polytropen Wirkungsgraddefinition wird eine bessere Aussage über die strömungstechnische Güte der Strömungsmaschine getroffen als bei der isentropen [178, 179]. Bei der Definition des Wirkungsgrads über die isentrope Vergleichszustandsänderung wird der Wirkungsgradwert bei gleicher strömungstechnischer Güte zusätzlich durch das Stoffwerteverhalten³⁶ des Arbeitsfluids beeinflusst. Daher ist der Wert des isentropen Wirkungsgrads abhängig vom thermodynamischen Ausgangszustand am Eintritt der Maschine sowie von der gesamten Enthalpieänderung bzw. vom realisierten Druckverhältnis. Dies gilt auch bei demselben Arbeitsfluid bei unterschiedlichen Ausgangszuständen und Zustandsänderungen. Gegenüber der polytropen Wirkungsgraddefinition ist die isentrope Wirkungsgraddefinition anschaulicher, kann einfacher berechnet und gut in Zustandsnomogrammen – typischerweise dem Enthalpie-Entropie-Diagramm (h - s -Diagramm) bzw. Mollier-Diagramm für Wasser-Dampf – nachvollzogen werden. Die genaueren Definitionen der Wirkungsgrade können z. B. [178] oder [179] entnommen werden.

Ist die Berücksichtigung des realen Stoffwerteverhaltens notwendig, wie z. B. bei der Entspannung des Dampfes in einer Dampfturbine bis in das Nassdampfgebiet hinein, wird die genaue Berechnung der polytropen Zustandsänderung schnell sehr aufwändig. Entsprechende Vereinfachungen für eine effektive numerische Programmierung können Einfluss auf das Ergebnis haben. Im Sinne der Wiederholbarkeit und der Nachvollziehbarkeit sollte besonders in diesem Fall das numerische Umsetzungskonzept ebenfalls dokumentiert werden. Prinzipiell gilt außerdem, dass die Differenz zwischen dem polytropen und dem isentropen Wirkungsgrad einer Strömungsmaschine mit sinkenden Druckverhältnissen und steigender Güte (d. h. steigenden Wirkungsgraden) fällt. Bei den Grenzfällen eines Wirkungsgrads von 100 % oder einem Druckverhältnis, welches sich

³⁶ Dieser Einfluss ist umso bedeutender, je stärker das Arbeitsfluid bei der Zustandsänderung in seinem Stoffwerteverhalten vom sog. perfekten Gas (d. h. ideales Fluid mit konstanter spezifischer Wärmekapazität) abweicht.

dem Wert eins nähert, sind die polytropen und isentropen Bezugszustandsänderungen identisch.

Soll, wie bei den hier durchgeführten Simulationen, mit Hilfe der Wirkungsgradangabe einer Strömungsmaschine die Zustandsänderung vorausgesagt werden, dann sollte der Wirkungsgrad im Sinne der Vergleichbarkeit und Vereinheitlichung die Güte der Strömungsmaschine wiedergeben. Daher ist bei großen Druckverhältnissen die polytrope Wirkungsgraddefinition vorzuziehen.

Aus diesem Grund wurden im Verlauf dieser Arbeit verschiedene Versuche durchgeführt, die Entspannung nach dem polytropen Wirkungsgradmodell für Wasserdampf zu implementieren.³⁷ Die daraus erarbeiteten Modelle wurden jedoch nicht für die hier dokumentierten Simulationen herangezogen, da deren Anwendung die Gesamtberechnungszeiten im Zusammenhang mit den notwendigen Optimierungsläufen der Kraftwerksprozesse (siehe Abschnitt 3.2.1) so sehr gesteigert hätten, dass dies als nicht praxisnahe Gesamtherangehensweise eingestuft wird.

Der Vollständigkeit halber ist zu erwähnen, dass bei Verdichtungsprozessen öfters die isotherme Verdichtung als Vergleichsprozess zur Wirkungsgradbildung herangezogen wird, weil mit dieser Zustandsänderung die kleinste technische Arbeit zur Druckerhöhung beschrieben wird. Dabei ist aber zu beachten, dass dieser Prozess wegen der gleichzeitigen Wärmeabfuhr des zu verdichtenden Mediums keine Aussage über die strömungstechnische Güte der Strömungsmaschine erlaubt. Vielmehr wird der gesamte Verdichtungsprozess inklusive (Zwischen-)kühlung bewertet. Zudem kann eine Zwischenkühlung unter Umständen für den energetischen Wirkungsgrad des Gesamtprozesses nachteilig sein, wenn beispielsweise die Verdichtungswärme sinnvoll auf höherem Temperaturniveau in den Gesamtprozess integriert werden könnte.

Im Folgenden sind die im Rahmen dieser Arbeit gewählten Wirkungsgraddefinitionen, die für die Modellierung der Strömungsmaschinen in den Gesamtprozessen verwendet werden, nach Art des Mediums und Richtung der Druckänderung aufgeführt:

³⁷ Die Grundlage der Implementierung wurde nach dem Ansatz gewählt, dass der polytrope dem isentropen Wirkungsgrad entspricht, wenn das Druckverhältnis gegen den Wert eins strebt. Gedanklich wird somit die Entspannung in viele kleine Stufen ($n \rightarrow \infty$) mit sehr kleinem Druckverhältnis ($II \rightarrow 1$) unterteilt. Aufgrund dieses Grenzübergangs wird der polytrope Wirkungsgrad gelegentlich in der englischen Literatur auch als „small stage efficiency“ bezeichnet [180].

- Druckerhöhung:
 - Flüssigkeiten:

Die Druckerhöhung von Flüssigkeiten erfolgt mit Hilfe von (Kreisel-)Pumpen. Es wird das isentrope Wirkungsgradmodell angewendet, da der Unterschied zum polytropen Modell bei der nahezu inkompressiblen realen Flüssigkeit sehr gering ist, was vor allem bei Wasser sehr gut erfüllt ist. Somit würde kein Aussagevorteil bei Anwendung des polytropen Wirkungsgradmodells erzielt werden.
 - Gasförmige Fluide:
 - Ventilatoren/Lüfter/Gebläse:

Aufgrund des definitionsgemäß geringen Druckverhältnisses ($\Pi \leq 1,3$) bei diesen Strömungsmaschinen wird entsprechend der üblichen Anwendungspraxis das isentrope Wirkungsgradmodell verwendet.
 - Verdichter:

Es werden verschiedenste Gase (hier z. B. CO₂, Luft, Sauerstoff) mit großem Druckverhältnis verdichtet. Daher wird hier das polytrope Wirkungsgradmodell verwendet.
- Druckabsenkung:
 - Flüssigkeiten:

Im Allgemeinen wird die Druckabsenkung von Flüssigkeiten in der thermischen Kraftwerkstechnik durch Drosseln, d. h. ohne Arbeitsrückgewinn, realisiert. Falls eine Arbeitsmaschine zum Einsatz kommt, kann mit sehr guter Näherung mit dem isentropen Wirkungsgrad gerechnet werden.
 - Gasförmige Fluide:

Trotz u. U. größter Druckverhältnisse wird aus den oben angeführten numerischen Gründen das isentrope Wirkungsgradmodell verwendet.

Neben der grundlegenden Wirkungsgraddefinition muss noch klargestellt werden, ob diese auf die sog. totalen oder auf die statischen Zustandsgrößen des strömenden Mediums bezogen sind. Unter der üblichen Vernachlässigung der potenziellen Energien durch geodätische Höhenunterschiede ergibt sich der Unterschied zwischen den totalen und den statischen Zustandsgrößen durch den Anteil der kinetischen Energie der Strömung. Werden die Zustandsgrößen oder deren Änderungen ohne weiteren Zusatz (statisch oder total) im Rahmen dieser Arbeit verwendet, so sind die Größen ohne kinetischen Anteil (also statisch) gemeint.

Trotz gleicher strömungstechnischer Güte der Maschine ergeben sich, abhängig von der jeweiligen Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung, unterschiedliche

Werte des Maschinenwirkungsgrads. Dies ist vor allem dann von großem Einfluss, wenn dieser Enthalpieanteil entweder nur am Eintritt oder nur am Austritt der Maschine berücksichtigt wird. Durch die Verwendung derartiger „halbtotaler“ Wirkungsgradangaben kann es zu massiven Fehlinterpretationen bezüglich der Strömungsgüte einer realen Maschine bzw. der Realitätsnähe einer Simulation kommen. Daher werden die Wirkungsgrade wie auch sämtliche sonstige Zustandsparametrierungen in dieser Arbeit ausschließlich auf den statischen Teil der Strömung bezogen (vgl. Teilkapitel 3.4).

3.3.9 Dampfturbinenmodellierung und -parametrierung

Soll der kinetische Anteil der Strömung, wie z. B. am Austritt der letzten ND-Dampfturbinenstufe, berücksichtigt werden, so wird dies bei der hier verwendeten Modellierung nicht dem Dampfturbinenwirkungsgradmodell zugeschlagen. Stattdessen wird dieser Enthalpieanteil separat modelliert. Mit diesem Vorgehen ist sichergestellt, dass bei Dampfturbinenstufen am Austritt der Niederdruckdampfturbine, die eine gleiche Strömungsmaschinengüte aufweisen und bis auf unterschiedliche Austrittsgeschwindigkeiten des Abdampfes unter sonst gleichen Bedingungen betrieben werden, dieselben Werte des Wirkungsgrads der Dampfturbinenstufengruppe angegeben werden. Der statische Enthalpieanteil der Abdampfströmung nach der Dampfturbine wird um die kinetische Energie der Strömung erhöht, da angenommen wird, dass diese bis zur Kondensation im Kondensator vollständig dissipiert und somit zur Erhöhung der inneren Energie des Abdampfes führt. Gleichzeitig wird das tatsächlich von der Turbine genutzte Enthalpiegefälle Δh_T um diesen Betrag, wie in Abbildung 3.10 veranschaulicht, reduziert.

Bei Stufengruppen von Dampfturbinen, die bis in das Nassdampfgebiet hinein entspannen oder vollständig in diesem Gebiet arbeiten, wird mit steigendem Anteil der Dampfnässe ein verminderter Wirkungsgrad festgestellt. Dies ist durch die Tröpfchenbildung des teilkondensierten Dampfes, die Dampfnässe, begründet: Je größer die Tröpfchen werden, desto weniger sind sie in der Lage, der Strömung bei den Strömungsumlenkungen der Dampfturbinenschaufeln zu folgen. Nicht mehr strömungskongruent treffen sie auf die der Strömungsrichtung zugewandten Rückseite der Laufschaufeln, sodass es zu sog. Brems- sowie Schleppverlusten kommt. Bei längerem Betrieb führt dies zu Erosionen vor allem im Schaufelkopfbereich, da dort höhere Relativgeschwindigkeiten herrschen und die Tröpfchen aufgrund der Fliehkräfte in den Stufen zuvor nach außen getragen werden. Die Erosion führt zu einer allmählichen Wirkungsgradverschlechterung der betroffenen Turbinenstufen.

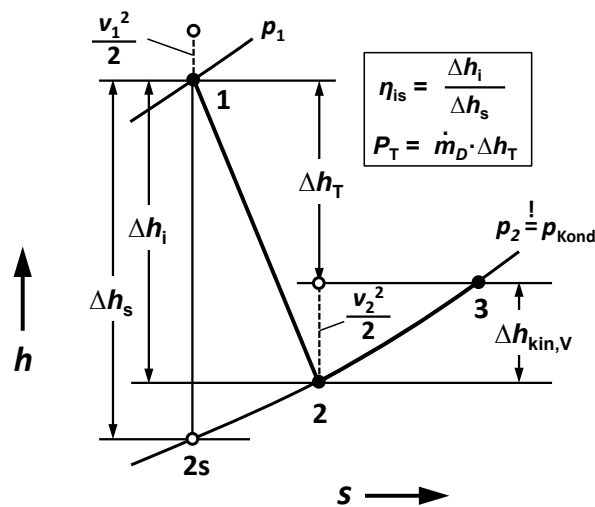


Abbildung 3.10: Schematische Darstellung der modellierten Entspannung von Niederdruck-Dampfturbinen-Endstufen (1 → 2 → 3). Der isentrope Wirkungsgrad wird hier generell auf die statischen Zustände bezogen (1 → 2 bzw. 1 → 2s). Die kinetische Energie am Austritt der Dampfturbine wird als Austrittsverlust $\Delta h_{kin,V}$ gewertet und führt zur Verringerung des tatsächlich genutzten Enthalpiegefälles Δh_T der Turbine. Es wird vollständige Dissipation der kinetischen Energie im Kondensator unterstellt (2 → 3). Die Effekte des Austrittsdiffusors und der Druckverluste im Kondensatorhals werden nicht gesondert modelliert.

Da der Dampf in der Dampfturbine äußerst schnelle Zustandsänderungen erfährt und weiterhin treibende Kräfte ausreichender Größe zur Tröpfchenbildung vorliegen müssen, ist die Beschreibung über das einfache thermodynamische Gleichgewicht des Wasserdampfes zur Abbildung der realen Vorgänge nicht ausreichend. In diesem Zusammenhang ist die sog. Wilson-Linie zu erwähnen, die unterhalb der Taulinie des im Gleichgewicht befindlichen Dampfes z. B. in das h - s -Diagramm einzuzeichnen ist. Unterhalb dieser Linie, deren genaue Lage u. a. von der Expansionsgeschwindigkeit ($\partial p / \partial t$) abhängt, setzt in der Realität die Kondensation ein. Der Bereich zwischen Gleichgewichts-Taulinie und Wilson-Linie stellt den metastabilen Bereich der Dampfunterkühlung dar. Die Klärung der genauen Vorgänge und die Vorhersage des Einflusses der Dampfunterkühlung bzw. Dampfnässe auf den Wirkungsgrad und den Betrieb der Dampfturbinen ist Gegenstand vieler experimenteller und theoretischer Arbeiten auf diesem Gebiet (z. B.: [181–186]). Da diese allerdings nicht global verallgemeinerbar erscheinen und nur auf Grundlage eines angenommenen Wirkungsgrads und der Zustandsänderung ohne weitere Kenntnis von Geometrie und weiteren Größen nicht vorhersagbar sind, wird ihr Einfluss durch einen bekannten empirischen Ansatz nach *Baumann* erfasst [179]. Abhängig von der arithmetisch gemittelten Dampfnässe $\bar{y}$ zwischen Ein- und Austritt der im Nassdampf arbeitenden Turbinenstufen wird vom isentropen Wirkungsgrad der trockenen Entspannung $\eta_{is,tr}$ nach Gleichung (3.13) ein Betrag des Wirkungsgrads abgezogen.

$$\eta_{\text{is}}(\bar{y}) = \eta_{\text{is,tr}} - \alpha^* \cdot \bar{y} \quad \text{mit } \bar{y} = \frac{y_1 + y_2}{2}, \text{ wobei } y = 1 - x \quad (3.13)$$

Der Wirkungsgradeinfluss der mittleren Dampfnässe $\bar{y}$, der durch den sog. Baumannfaktor α^* beschrieben wird, ist seinerseits selber aufgrund der Tropfenbildungsvorgänge (Wilson-Punkt) abhängig von der Dampfnässe [179]. Aus numerischen Gründen wird stark vereinfachend in allen Untersuchungen dieser Arbeit ein allgemeingültiger Wert von $\alpha^* = 1,0$ verwendet. Wegen der Erosionsproblematik wird bei ND-Dampfturbinen von einer maximal tolerierbaren Dampfnässe am Austritt der letzten Stufe von $y_{2,\text{max}} = 12\%$ ausgegangen. Außerdem bleiben sich an Anzapfungen einstellende Dampfnässungseffekte³⁸ sowie Maßnahmen zur Vermeidung von Erosionen wie mögliche Absaugungen oder Schaufelbeheizungen bei der Modellierung unberücksichtigt.

Der wichtigste Strömungsmaschinentyp im Rahmen dieser Untersuchungen ist die Dampfturbine. Sie kommt bei jedem der hier betrachteten Kraftwerksprozesse zum Einsatz und hat dabei einen Anteil an der gesamten erzeugten elektrischen Leistung von 100 % beim Dampfkraftwerk und etwa einem Drittel bei den GuD-Kraftwerken. Die Leistungsunterschiede der eingesetzten Maschinen sind dabei wesentlich – beginnend mit der Speiswasserpumpenantriebsturbine über die Dampfturbine der GuD-Kraftwerksprozesse bis hin zur Hauptdampfturbine bei den Dampfkraftwerksprozessen. Dabei wird in den Simulationen dieser Arbeit ein Wertebereich mit einem Faktor von etwa 35 zwischen kleinster und größter Dampfturbinenleistung überstrichen.

Neben den konstruktiven Details der Ausführungsart hat die Größe einen deutlichen Einfluss auf den isentropen Wirkungsgrad dieser Maschinen. Je größer die durchströmte Querschnittsfläche, desto geringer sind die wirkungsgradmindernden Randeffekte an Schaufelfüßen und Rotor sowie durch Leakageströme an den Schaufelköpfen. Es stellte sich im Rahmen dieser Arbeit als äußerst schwierig heraus an aktuelle, öffentlich zugängliche und belastbare Wirkungsgradangaben von Dampfturbinen zu gelangen. Weiterhin sind in der Regel der Geheimhaltung unterliegende Auslegungsunterlagen in Form von Wärmeschaltbildern nicht brauchbar, da entweder der Bezug unklar ist oder Informatio-

³⁸ Durch diesen Entnässungseffekt hat der angezapfte Dampf eine größere Dampfnässe als die Hauptströmung. Dieser Effekt wird im Allgemeinen in den Auslegungen der Dampfturbinenhersteller berücksichtigt. Da mit den Auslegungsunterlagen in aller Regel jedoch nur Informationen über den Zustand des Anzapfdampfes geliefert werden, nicht jedoch über den Hauptteil des in der Maschine verbleibenden Dampfes, kann die Menge der zusätzlich mit der Anzapfung ausgeschleusten Dampfnässe nur abgeschätzt werden. Wird dieser Entwässerungseffekt bei der Nachrechnung der Auslegungsunterlagen vernachlässigt, so kommt es oft vor, dass ein Wirkungsgrad der Dampfturbinen-Stufengruppe von größer als 100 % angesetzt werden muss. Aufgrund des großen Enthalpie- und Entropieunterschiedes zwischen Satttdampf und siedender Flüssigkeit können dabei bereits kleinste Verschiebungen der Dampfnässe einen sehr großen Einfluss auf den anzusetzenden isentropen Wirkungsgrad der Stufengruppe haben. Aus Gründen der Vereinfachung und weil im Rahmen dieser Arbeit keine belastbaren Aussagen zur Berücksichtigung dieses Effekts vorlagen, wird von der Entnässung bei der Modellierung abgesehen.

nen fehlen, um die gewünschten Parameter sicher bestimmen zu können. In der Literatur sind nur wenige aktuelle Angaben zu finden, die zumeist entweder auf einen nicht genauer spezifizierten Ausgangswert normiert sind oder deren genaue Bezugsgrößen im Unklaren bleiben. An dieser Stelle erwähnenswert ist die von *Cotton* veröffentlichte Methode zur Abschätzung von Werten der Dampfturbinenwirkungsgrade: Basierend auf einer ersten Veröffentlichung als Co-Autor aus dem Jahr 1963 [187] wurde diese modifiziert und erweitert und ist in der aktuellsten Fassung von 1998 in [188] veröffentlicht. Die relativ komplexe Schätzmethode, die sich auf 60-Hz- bzw. 30-Hz-Dampfturbinen beschränkt, beruht im Wesentlichen auf einem isentropen Basiswirkungsgrad von Stufengruppen spezifischer Bauart, der anschließend in Abhängigkeit von weiteren Einflussgrößen modifiziert wird.

Da diese Methode relativ komplex ist, in der Hauptsache auf empirischen Korrekturfaktoren basiert, weiterhin nur Maschinen für den Einsatz im 60-Hz-Netz behandelt werden und vor allem unklar ist, ob mit diesen Schätzwerten der Stand der Technik realitätsnah erfasst wird, wird für die Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Leistungsgröße stattdessen ein eigener Ansatz verwendet. Dieser Ansatz aus Gleichung (3.14) wurde aus den Wirkungsgradangaben aus [189] (dort Blatt 7.1) verallgemeinernd für 50-Hz-Maschinen entwickelt und kann mit den Angaben aus [190] (dort Bild 2.6.3) in qualitativen Zusammenhang mit der Bauweise und der Art der Spaltabdichtung am Kopf der Schaufeln gebracht werden.

$$\eta_{is,tr}(\dot{V}_m) = \eta_{max} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{\dot{V}_m + \delta}\right) \quad \text{mit } \dot{V}_m = \sqrt{\dot{V}_{ein} \cdot \dot{V}_{aus}} \quad \text{und } \dot{m}_D = \text{konst.} \quad (3.14)$$

Dieser Zusammenhang ist nur für Entspannungsabschnitte mit konstantem Massenstromdurchsatz, d. h. Stufengruppen ohne Anzapfung, gültig. Während der Koeffizient δ in Gleichung (3.14) den Einfluss der Dichtungsart beschreibt, gibt η_{max} den theoretisch erreichbaren maximalen isentropen Wirkungsgrad an, wenn die Spalt- und Randverluste keinen Einfluss mehr hätten. Dies wäre theoretisch bei einer Dampfturbine mit einer unendlich großen durchströmten Querschnittfläche bei gleichem Massenstrom je durchströmter Fläche und somit mit unendlich großer Nutzleistung der Fall. In Abbildung A.6 im Anhang A.7 ist der Zusammenhang von Gleichung (3.14) zur Bestimmung von $\eta_{is,tr}$ für verschiedene Werte von δ dargestellt.

Als charakteristische Kenngröße zur Parametrierung des isentropen Wirkungsgrads wird der geometrisch gemittelte Volumenstrom am Eintritt und Austritt der Stufengruppe herangezogen. Gegenüber anderen Darstellungen, die nur den Volumenstrom am Eintritt in die Stufengruppe berücksichtigen, fließt bei diesem Ansatz auch der Volumenstrom am

Austritt der Dampfturbine mit ein. Auf diese Weise findet das durch die Expansion abgebaute Druckverhältnis implizit Berücksichtigung. Abbildung 3.11 zeigt den für die Untersuchungen herangezogenen Verlauf des isentropen Wirkungsgrads der Entspannung von trockenem Dampf. Der tatsächlich für die Simulationen verwendete Verlauf wird aus numerischen Gründen mit einer Rundung auf die dritte Nachkommastelle des isentropen Wirkungsgrads als Stufenfunktion approximiert. Es ergeben sich somit 0,1 %-Schritte des isentropen Wirkungsgrads.

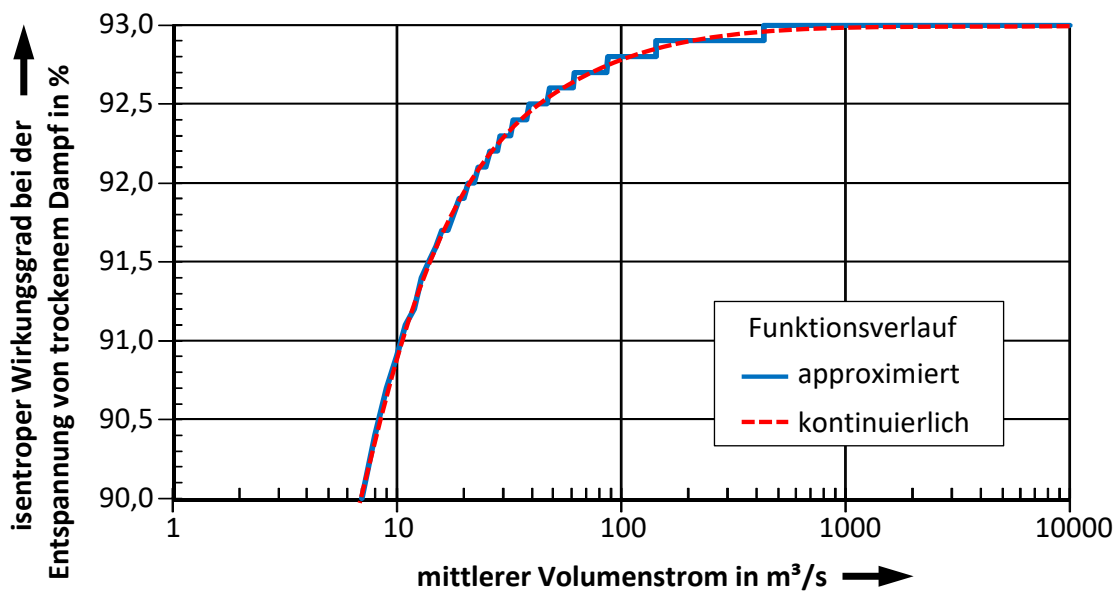


Abbildung 3.11: Verwendeter funktioneller Zusammenhang des isentropen Wirkungsgrads bei der Entspannung von trockenem Dampf (Bezug auf statische Größen) in Dampfturbinen abhängig vom mittleren durchgesetzten Volumenstrom nach Gleichung (3.14) mit $\delta = 0,232$ und $\eta_{\max} = 93,0 \%$ und dessen Approximation als Stufenfunktion (in 0,1 %-Schritten) zur Parametrierung für die durchgeführten numerischen Simulationen. Erfolgt eine Expansion im Nassdampfgebiet, wird eine Korrektur des Wirkungsgrads nach Gleichung (3.13) vorgenommen.

Zusammenfassend lässt sich die vorgenommene Modellierung der Dampfturbinen für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wie folgt beschreiben:

1. Unterteilung der Expansion des Dampfes in der Dampfturbine in fiktive Stufengruppen mit konstantem Massendurchsatz. Verwendung des isentropen Wirkungsgradmodells bezogen auf die statischen Zustände am Ein- und Austritt der Stufengruppe.
2. Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads der trockenen Entspannung nach Gleichung (3.14) in Abhängigkeit vom geometrisch gemittelten Volumenstrom am Ein- und Austritt der Stufengruppe auf 0,1 % genau. Dies führt zu einer iterativen Berechnung der Gesamtsimulation.

3. Erfolgt eine Entspannung im Bereich des Nassdampfgebietes, wird eine Korrektur des unter 2. bestimmten isentropen Wirkungsgrads der trockenen Entspannung nach Gleichung (3.13) vorgenommen. Dabei wird vereinfachend $\alpha^* = 1,0$ angesetzt. Liegt am Eintritt der Stufengruppe eine Überhitzung des Dampfes und am Austritt Nassdampf vor, wird die Wirkungsgradkorrektur durch das Grundmodell³⁹ der eingesetzten Simulationssoftware entsprechend gewichtet (siehe [38]). Weiterhin wird darauf geachtet, dass die Dampfnässe am Austritt der letzten Dampfturbinenstufe geringer als 12 % ist.
4. Handelt es sich um die letzte Niederdruck-Stufe (Endstufe), wird ein Austrittsverlust von 30 kJ/kg (pauschal für alle Simulationen) ohne zusätzliche Berücksichtigung des Einflusses des Abdampfdiffusors und der Druckverluste der Abdampfströmung bis zur Kondensation angesetzt. Die kinetische Energie wird als vollständig verloren angenommen und führt somit zur Verminderung des genutzten Enthalpiegefälles mit entsprechender mechanischer Leistungseinbuße der Dampfturbine. Aufgrund der Annahme, dass die kinetische Energie vollständig zu Wärme dissipiert, kommt es somit zur Steigerung der (statischen) Enthalpie des Abdampfes vor der Kondensation (vgl. Abbildung 3.10).

Das hier verwendete Vorgehen erlaubt zum einen die Berücksichtigung realitätsnaher Verhältnisse, zum anderen bleibt dadurch die Vergleichbarkeit bei unterschiedlichen Randbedingungen und Leistungsgrößen gewahrt.

3.3.10 Dampfbeheizte Vorwärmer im Wasser-/Dampfkreislauf

Obwohl die dampfbeheizten Oberflächenvorwärmer der regenerativen Vorwärmstrecke des Dampfkraftwerksprozesses zu den Standardmodellen aller Wärmekreislaufberechnungsprogramme gehören, gibt es verschiedene Möglichkeiten, diese Apparate zu modellieren. Die hier gewählte Art der Modellierung, deren Begründung, die entsprechende zugehörige Parametrierung sowie die Abgrenzung zu anderen Modellierungsansätzen wird nachfolgend erläutert. Für über die nachfolgende Darstellung hinausgehende sowie weitere grundlegende Informationen zu regenerativen Speisewasser- bzw. Hauptkondensatvorwärmern sei neben den nachfolgend genannten Quellen und der Standardliteratur der Kraftwerkstechnik auf den Übersichtsbeitrag in [191] und die Darstellung in [71] hingewiesen.

³⁹ Es handelt sich um Komponente „Nr. 56: Dampfturbine (erweitert)“ in der in dieser Arbeit verwendeten Software Ebsilon®*Professional*.

In Abhängigkeit von der Lage der Anzapfstelle des Dampfes an der Dampfturbine kann der Heizdampf zur Beheizung des Vorwärmers stark überhitzt (MD-Dampfturbinenanzapfungen) bis hin zu Sattedampf mit einigen Prozent Dampfnässe (ND-Dampfturbinenanzapfungen) vorliegen. Ausgehend von überhitztem Dampf wird in einem dampfbeheizten Speiswasservorwärmer der Heizdampf zunächst enthitzt, dann kondensiert und das entstandene Kondensat des Heizdampfes bei entsprechender Ausführung noch unterkühlt. Der dabei abgegebene Wärmestrom wird von dem Speisewasser aufgenommen. Diese Vorgänge sind in dem Temperatur-Wärmestrom-Diagramm (T - $\dot{Q}$ -Diagramm) in Abbildung 3.12 dargestellt. Der größte thermodynamische Nutzen, d. h. der höchste exergetische Wirkungsgrad des Wärmeübertragers wird erzielt, wenn der Speisewasser-massenstrom mit derselben Anzapfdampfmenge die höchstmögliche Temperatur am Austritt des Vorwärmers erhält. Dies ist dann der Fall, wenn der Punkt der kleinsten Temperaturdifferenz zwischen Heizdampf und Speisewasser verschwindend gering würde. Da dies gleichzeitig eine wärmeübertragende Oberfläche erforderlich machen würde, die unendlich groß sein müsste, ist dies in der Wirklichkeit nicht realisierbar. Der Punkt der kleinsten Temperaturdifferenz im Verlauf des T - $\dot{Q}$ -Diagramms wird als Pinch-Point Δt_{pp} bezeichnet (vgl. Abbildung 3.12). Obwohl diese Temperaturdifferenz u. a. maßgeblich für die Auslegung des Wärmeübertrages ist, hat sich in der Kraftwerkstechnik eine andere charakteristische Temperaturdifferenz zur Angabe der Güte von Speiswasservorwärmern durchgesetzt: Die als Endgrädigkeit oder einfach nur Grädigkeit des Speiswasservorwärmers Δt_{vw} bezeichnete Temperaturdifferenz zwischen der Kondensationstemperatur des Heizdampfes t_{sat} und der erzielten Speisewassertemperatur am Austritt des Wärmeübertragers. Die Kondensationstemperatur des Heizdampfes ist gemäß dem Stoffwerteverhalten des Wasserdampfes durch seinen Druck bestimmt. Der Druck ist abhängig von der gewählten Anzapfstelle an der Turbine, wobei die Festlegung dieser zu den klassischen Optimierungsaufgaben bei der Gestaltung von Dampfkraftwerksprozessen gehört (vgl. dazu Abschnitt 3.2.1). Handelt es sich bei dem Heizdampf um Sattedampf, so ist die Grädigkeit des Vorwärmers identisch mit dem Wert des Pinch-Points. Bei großen Überhitzungen kann es dagegen zu negativen Zahlenwerten der Grädigkeit kommen, so wie im Beispiel in Abbildung 3.12 gezeigt. Diese auf den ersten Blick evtl. weniger sinnvoll erscheinende Parametrisierung findet jedoch in der vorangegangenen Aussage ihre Rechtfertigung, dass aus thermodynamischer Sicht eine möglichst hohe Austrittstemperatur des vorzuwärmenden Speisewassers anzustreben ist. Sind der Druck und damit die Kondensationstemperatur des Heizdampfes bekannt, kann mit der Angabe der Grädigkeit direkt auf die erzielbare Speisewassertemperatur am Austritt des Vorwärmers geschlossen werden. Dies bedeutet für Berechnungen ohne Computerunterstützung

eine wesentliche Vereinfachung und ist darüber hinaus im praktischen Betrieb messtechnisch einfach zu erfassen.

Die erzielbare Temperatur des aufzuwärmenden Speisewassers am Austritt des Vorwärmers ist einerseits vom thermodynamischen Zustand des Heizdampfes (Überhitzung) und andererseits von der Ausführung des Wärmeübertragers abhängig. Die Überhitzung des Heizdampfes ergibt sich aus dem Zusammenspiel der gewählten Prozesstopologie sowie deren Parameter. Als qualitative Regel gilt: Je früher der Dampf bei seiner Expansion in der Turbine aus dieser entnommen wird, desto höher ist seine Überhitzung.

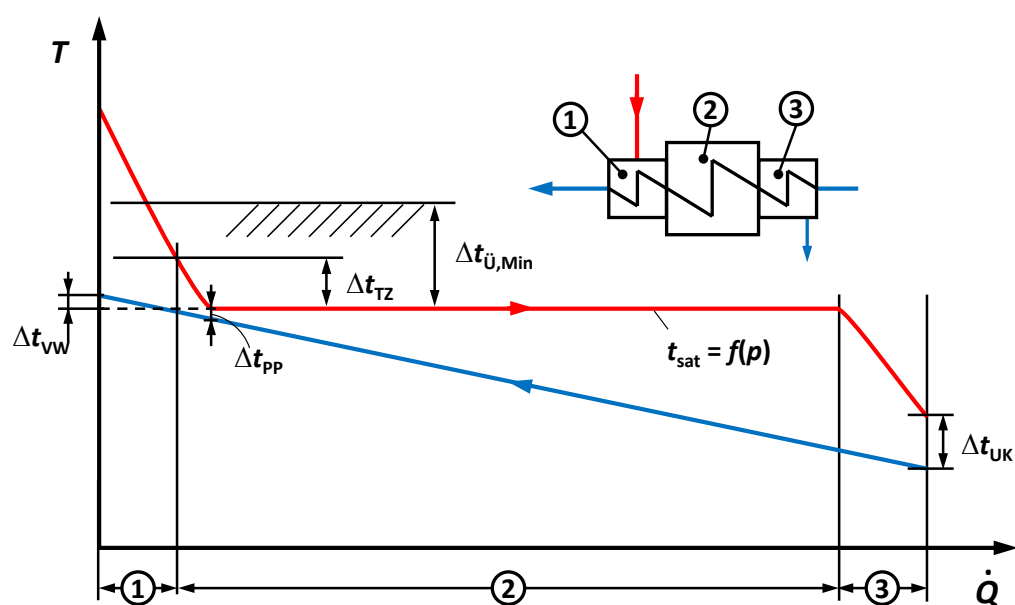


Abbildung 3.12: Schematische Darstellung des T - $\dot{Q}$ -Diagramms eines dampfbeheizten Speisewasser- oder Kondensatvorwärmers sowie seine symbolische Darstellung in Wärmeschaltbildern. Blaue Linie: aufzuwärmendes Speisewasser; roter Linienzug: Heizdampf. Eingezeichnet sind die Funktionszonen des Vorwärmers (1: gezielte Enthitzung, 2: Kondensieren, 3: Unterkühlen) und wichtige charakteristische Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen. Die Endgrädigkeit Δt_{vw} ist im gezeigten Beispiel negativ.

Das in Abbildung 3.12 dargestellte T - $\dot{Q}$ -Diagramm setzt den optimalen Fall einer reinen Gegenstromführung der beteiligten Stoffströme voraus. Diese ist in der Praxis nicht immer zu gewährleisten, sodass ggf. die Überhitzung des Heizdampfes zwar energetisch genutzt – der Heizdampf muss in jedem Fall vor seiner Kondensation enthitzt werden – jedoch nicht gezielt zur weiteren Temperaturerhöhung des Speisewassers über die Kondensationstemperatur des Anzapfdampfes hinaus genutzt werden kann (dies kann z. B. durch herabrieselndes Kondensat auftreten). Die gezielte Nutzung der Heizdampfüberhitzung ist mit erhöhten Kosten des wärmeübertragenden Apparates verbunden, sodass sich diese erst oberhalb einer bestimmten Dampfüberhitzung wirtschaftlich

rechtfertigen lässt. Die wirtschaftliche Mindestüberhitzung des Heizdampfes $\Delta t_{\ddot{u},\min}$ wird hier mit 75 K angesetzt.

Auch wenn die gezielte Enthitzung vorgesehen wird, kann aus konstruktiven Gründen nicht sichergestellt werden, dass die vorliegende Überhitzung in vollem Umfang zur weiteren Aufwärmung des Speisewassers am Austritt des Vorwärmers genutzt werden kann. Da die Energie jedoch nicht verloren ist, wird der zugehörige Enthalpiebetrag der Restüberhitzung der Kondensationszone zugeschlagen. Daher kommt es zur Verschiebung der Grenze der Enthitzung (Zone 1) zugunsten der Kondensation (Zone 2 in Abbildung 3.12). In der hier vorgenommenen Modellierung wird dies durch die Berücksichtigung der sog. Trennzone berücksichtigt, die sich aus der Restüberhitzung Δt_{TZ} des Heizdampfes ergibt. Ist eine gezielte Enthitzung durchzuführen, so wird angenommen, dass diese nur bis zu einer verbleibenden Restüberhitzung von 20 K zur weiteren Vorwärmung des Speisewassers am Austritt des Apparates genutzt werden kann.

Nach der Kondensation ist eine Unterkühlung des Heizdampfkondensats bei der Ablaufschaltung von Vorteil für den thermodynamischen Gesamtprozess. Ausgehend von einer reinen Gegenstromführung der Stoffströme ergibt sich die kleinste Temperaturdifferenz am kalten Ende des Vorwärmers, d. h. am Eintritt des Speisewassers und am Austritt des Heizdampfkondensats. Die Grädigkeit Δt_{UK} der Unterkühlungszone (Zone 3 in Abbildung 3.12) wird hier einheitlich mit 6 K für alle Vorwärmer mit Unterkühlungszone angesetzt.

Die hier gewählte Modellierung der Vorwärmer ermöglicht die Vorgabe einer einzigen verallgemeinernden Endgrädigkeit an deren Kondensationszone $\Delta t_{VW,Kond}$, die in dieser Arbeit mit 2,5 K festgelegt wird. Auf diese Weise wird für alle Vorwärmer der regenerativen Vorwärmstrecke des Dampfkraftwerks eine sowohl vergleichbare als auch realitätsnahe Güte dieser Wärmeübertrager simuliert. Würden demgegenüber Enthitzung und Kondensation in einem einzigen Teilmodell abgebildet und ebenfalls eine feste Endgrädigkeit angenommen, so würden Vorwärmer, die mit Heizdampf höherer Überhitzung beaufschlagt werden, einen deutlich größeren Pinch-Point aufweisen als solche, die mit Sattedampf aus dem ND-Dampfturbinenbereich beaufschlagt werden. Letzteren würde somit eine höhere thermodynamische Güte zugewiesen werden. Wie die Empfehlungen des VGB-Standards VGB-S-110-R-00 [192] zeigen, ist dies in der Praxis nicht der Fall.

Die gezielte Enthitzung (Zone 1), die Kondensationszone (Zone 2) und die Unterkühlung des Kondensats (Zone 3) werden im Simulationswerkzeug jeweils durch ein entsprechendes Teilmodell abgebildet. Wird keine gezielte Enthitzung des Heizdampfes oder Unterkühlung des Heizdampf-Kondensats vorgesehen, fehlen die entsprechenden ergänzenden Wärmeübertragersymbole (1 oder 3) aus Abbildung 3.12 in den Prozessschaltbildern in

Kapitel 4. Der Vorwärmer wird dann ebenfalls mit einer Endgrädigkeit von 2,5 K berechnet. Ist keine Unterkühlungszone vorgesehen, wird vereinfachend der Siedezustand des Heizdampf-Kondensats angenommen, obwohl in der Praxis tatsächlich eine geringfügige Unterkühlung vorliegt.

An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die hier gewählte Lösung zur Modellierung den Untersuchungszwecken dieser Arbeit angepasst ist. Als direkte Anwendung für Simulationen, die das Verhalten bei Teillasten vorhersagen oder den tatsächlichen Kraftwerksbetrieb z. B. zur Prozessgüteüberwachung nachrechnen sollen, ist sie weniger geeignet. Grund dafür ist die örtliche Verschiebung der Enthitzungs- und Kondensationszonen im Teillastbetrieb des realen Vorwärmers. Zu dieser Problematik sei neben der im verwendeten Simulationswerkzeug bereits implementierten Vorgehensweise nach *Rábek* [193] beispielhaft auf neuere Ansätze wie jenen von *Hussaini et al.* [194] hingewiesen.

3.3.11 Black-Box-Modellierung für CO₂-Abtrennungsverfahren

Für Teilprozesse, die in der gewählten Modellierungs- und Simulationsumgebung im Gesamtmodell nicht ausreichend detailliert modellierbar sind, wird die Black-Box-Modellierung angewandt. Die Einschränkungen bezüglich der Abbildbarkeit ergeben sich aus der Verfügbarkeit oder dem Gültigkeitsbereich der Stoffdaten beziehungsweise eines geeigneten Stoffdatenmodells sowie den zur Verfügung stehenden Modellen zur Abbildung der (vornehmlich) verfahrenstechnischen Grundoperationen. Davon sind alle Teilprozesse der CO₂-Abtrennungsverfahren betroffen: bei dem Oxyfuel-Kraftwerksprozess sind es die kryogene Luftzerlegung und die kryogene CO₂-Aufbereitung und beim Kraftwerksprozess mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung sind es die nasschemische CO₂-Abtrennungsanlage sowie die anschließende CO₂-Verdichtung.

Als Black-Box-Modell wird im Rahmen dieser Arbeit ein Modell verstanden, das einen Teilprozess, der aus einer Mehrzahl verfahrenstechnischer Operationen besteht, als einen Block zusammenfasst. Die inneren Details dieses Teilprozesses werden durch eine adäquate Parametrisierung wiedergegeben. Geänderte Komponentenparameter des Teilprozesses oder geänderte Randbedingungen werden nicht im Rahmen der Gesamtprozesssimulation berücksichtigt, sondern erfolgen über Änderungen der Black-Box-Modellparameter. Bestehen Wechselwirkungen dieser Parameter zum Gesamtprozess, ist die iterative Wiederholung der Gesamtprozesssimulation im Wechsel mit der erneuten Black-Box-Parametrierung erforderlich.

Beim generellen Vorgehen zur Modellierung durch Black-Box-Modelle ist der erste Schritt die Wahl einer geeigneten Bilanzgrenze, deren Schnittstellen zum übrigen Prozess im

gültigen Bereich der in der Software zur Gesamtprozesssimulation verwendeten Stoffdatenmodelle liegen. Anschließend erfolgt die Parametrierung des abzubildenden Teilprozesses. Dabei sind spezifische Größen vorzuziehen, welche auf die Haupteinflussfaktoren bezogen sind, die in der Gesamtprozesssimulation bestimmt werden. Beispiele sind der spezifische elektrische Eigenbedarf der CO₂-Aufbereitung im Oxyfuel-Kraftwerksprozess oder der thermische Energiebedarf der nasschemischen Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage je Masseneinheit des abgeschiedenen CO₂. Weiterhin erfolgt die Modellierung so, dass geschlossene Massenbilanzen und möglichst auch geschlossene Energiebilanzen modellinhärent sichergestellt werden. Modelle die solche Eigenschaften aufweisen, also wie in diesem Fall den Teilprozess nicht nur deskriptiv durch die Parametrierung abbilden, sondern bereits grundlegende (physikalische) Zusammenhänge berücksichtigen, werden gelegentlich gegenüber dem Begriff der Black-Box- als Grey-Box-Modelle abgegrenzt (siehe auch Begriffsbestimmungen im Anhang A.1). Da diese Unterscheidung für die Belange dieser Arbeit von untergeordneter Bedeutung ist, wird im Folgenden aus Bekanntheitsgründen der Begriff der Black-Box beibehalten.

Um die Parameter der Black-Box-Modelle zur Beschreibung der Teilprozesse zu bestimmen, bestehen im Allgemeinen die Optionen auf Literaturangaben, Einschätzungen von anderen Forschern oder Experten, Auslegungsunterlagen von Herstellern und Messwerte von Versuchs- oder Großanlagen zurückzugreifen.⁴⁰ In der Praxis besteht nicht immer zu all diesen Quellen uneingeschränkter Zugang. Zudem können diese Quellen unter Umständen auf den zu untersuchenden Fall nicht direkt übertragbar sein. Zusätzlich sind oftmals bei Literaturangaben nicht alle relevanten Informationen dokumentiert. Es müssen dann Parameterangaben aus verschiedensten Quellen zusammengetragen werden, bei denen die Zusammengehörigkeit nicht sichergestellt ist. Die nicht vollständige Dokumentation kann darüber hinaus dazu führen, dass nicht beurteilt werden kann, ob die angegebenen Parameter auf den zu untersuchenden Fall übertragbar sind. Da für diese Arbeit die Grundlage der Datenbeschaffung hauptsächlich die Literatur sowie Fachgespräche mit Herstellern, Betreibern und Forschungseinrichtungen waren und keine Möglichkeit bestand, Einsicht in konkrete Auslegungen zu nehmen, werden die zusammengetragenen Informationen auf Plausibilität, Konsistenz und Übereinstimmung durch eigene Berechnungen geprüft.

Dazu werden die Teilprozesse der CO₂-Abtrennungsverfahren in der Regel in der Software AspenPlus® modelliert und simuliert. Die aus diesen Simulationen erhaltenen

⁴⁰ So wurde z. B. bei der Modellierung der Rauchgasentschwefelungsanlage (siehe Abschnitt 3.3.7) vorgegangen.

Ergebnisse dienen anschließend als Eingabeparameter der Black-Box-Modelle im jeweiligen Gesamtprozessmodell.

Durch diese Vorgehensweise wird die Anwendbarkeit der Parameter für den Fall des jeweiligen Gesamtprozesses sowie größtmögliche Konsistenz der Simulationen und deren Ergebnisse sichergestellt.

Zur Sicherung der Vergleichbarkeit der untersuchten Kraftwerksprozesse mit CO₂-Abtrennung wird eine einheitliche CO₂-Abtrennungsrate von 90 % angesetzt.

Im Folgenden werden zunächst die Teilprozesse des Oxyfuel-Kraftwerkskonzepts, die kryogene Luftzerlegungsanlage und die kryogene CO₂-Aufbereitungsanlage, beschrieben. Im Anschluss daran folgen die Teilprozesse des Kraftwerksprozesses mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung, d. h. die nasschemische CO₂-Abtrennungsanlage sowie die anschließende CO₂-Verdichtung.

Kryogene Luftzerlegungsanlage

Zur Durchführung des Oxyfuel-Kraftwerksprozesses wird eine Sauerstoffquelle benötigt, um den Luftstickstoff möglichst weitgehend aus dem Prozess zu entfernen und so eine hohe CO₂-Konzentration der Rauchgase zu erzielen. Ein etablierter, dem Stand der Technik entsprechender Prozess ist die kryogene Luftzerlegung.

Bei der kryogenen Luftzerlegung zur Bereitstellung gasförmigen Sauerstoffs mit einem Druck, der nur wenig über dem Umgebungsdruck liegt, wird zunächst Umgebungsluft verdichtet und gekühlt (vergleiche Abbildung 3.13a). Anschließend werden das CO₂ der verdichteten Umgebungsluft und die verbleibende Luftfeuchtigkeit durch Molsieb-Festbettadsorber entfernt, um eine Verblockung durch Eisbildung im Tieftemperaturbereich zu verhindern. Evtl. werden an dieser Stelle noch weitere den Prozess beeinträchtigende Stoffe, wie z. B. Kohlenwasserstoffe, zurückgehalten. Die so gereinigte und verdichtete Luft wird im Gegenstrom mit den Produkten Sauerstoff und Stickstoff im sog. Hauptwärmeübertrager auf das kryogene Temperaturniveau wenige Kelvin oberhalb des Taupunktes der Luft abgekühlt und in den Sumpf des unteren Teils des Doppelsäulen-Rektifikationsapparates zugegeben. Der Doppelsäulen-Rektifikationsapparat besteht aus der unteren sog. Hochdruck- (HD-) und der oberen sog. Niederdruckkolonne (ND-Kolonne). Beide Kolonnen sind durch einen Verdampfer-Kondensator thermisch miteinander gekoppelt. Dieser dient als Kopfkondensator der unteren HD-Kolonne und als Sumpfverdampfer der oberen ND-Kolonne.

Da bei gleichem Druck Stickstoff bei geringeren Temperaturen kondensiert als Sauerstoff, wird am Kopf der HD-Kolonne relativ reiner, flüssiger Stickstoff gewonnen, der zum Teil

als Rücklaufflüssigkeit zur Rektifikation in der HD-Kolonne dient. Der andere Teil wird im Gegenstrom zum gasförmigen Stickstoffprodukt unterkühlt⁴¹ und am Kopf der ND-Kolonne als Rücklaufflüssigkeit zugegeben.

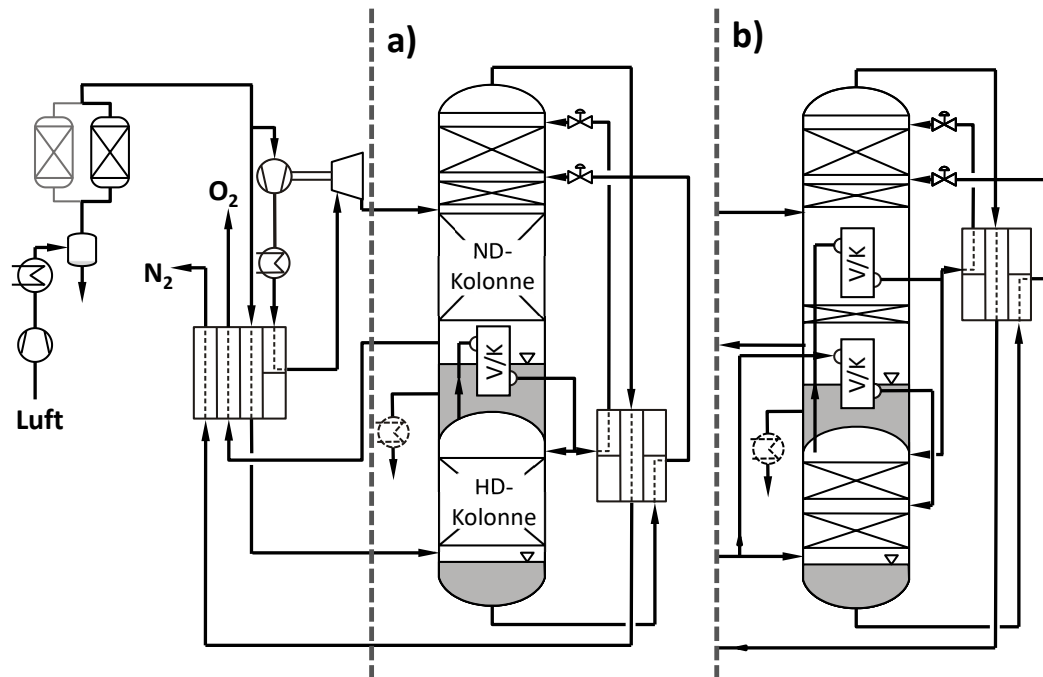


Abbildung 3.13: Vereinfachtes Prozessschaltbild der in AspenPlus® simulierten kryogenen Luftzerlegungsprozesse nach dem Stand der Technik a) bei hohen Anforderungen an die Sauerstoffreinheit und b) bei geringerer Sauerstoffreinheitsanforderung (95 Vol.-%) mit Prozessführung zur energetischen Optimierung mit zusätzlichem Verdampfer-Kondensator (V/K) nach [195]

Der Sumpf der HD-Kolonne steht annähernd im Phasengleichgewicht zur einströmenden Luft und hat somit eine bereits erhöhte Sauerstoffkonzentration. Diese Flüssigkeit wird nach Unterkühlung im Gegenstrom zum Stickstoffprodukt an einer zur Konzentration passenden Stelle in die ND-Kolonne eingegeben.

Über dem Sumpf der ND-Kolonne wird das gasförmige Sauerstoffprodukt abgezogen und in dem Hauptwärmeübertrager zusammen mit dem Stickstoffprodukt gegen neue eintretende Luft angewärmt.

Der Druck in der HD-Kolonne ist so zu wählen, dass die Temperatur des kondensierenden Stickstoffs zuzüglich der Grädigkeit des Verdampfer-Kondensators ausreichend hoch ist, um die sauerstoffreiche Sumpfflüssigkeit der ND-Kolonne zu verdampfen. Darüber hinaus bestimmt die Reinheitsanforderung an das Sauerstoffprodukt die Siedetemperatur der

⁴¹ Diese Unterkühlung reduziert den Dampfanteil nach der Entspannung des Stickstoffstroms auf ND-Kolonnendruck, sodass eine größere Rücklaufflüssigkeitsmenge zur Verfügung steht und damit die Rektifikation vereinfacht.

Sumpfflüssigkeit. Dabei gilt: je reiner der Sauerstoff, desto höher die Siedetemperatur und somit der erforderliche HD-Kolonnendruck. Die daraus resultierende Druckanforderung zuzüglich der Druckverluste der Apparate und Rohrleitungen bestimmt maßgeblich den benötigten Verdichtungsenddruck am Hauptverdichter, welcher letztlich den Energiebedarf zur Sauerstoffbereitstellung bestimmt.

Zum Aufrechterhalten des Anlagenbetriebes muss der Wärmeeintrag in den Prozess abgeführt werden. Die insgesamt abzuführende Wärmeleistung ergibt sich durch Bilanzierung, bei der die verbleibende Grädigkeit am warmen Ende des Hauptwärmeübertragers, der Wärmeeintrag von der Umgebung aufgrund nicht idealer Isolierung der kaltliegenden Anlagenteile und der aus Gründen der Anlagensicherheit benötigte Abschlämmstrom der sauerstoffreichen Flüssigkeit aus dem Sumpf der ND-Kolonne zu berücksichtigen sind. Zur Wärmeabfuhr wird ein Teil der verdichteten und gereinigten Luft abgezweigt, noch weiter verdichtet und nachgekühlt, bevor er ebenfalls in dem Hauptwärmeübertrager abgekühlt wird. Dieser Luftstrom wird anschließend in einer Turbine auf wenige Kelvin oberhalb der Taupunkttemperatur entspannt und der ND-Kolonne an passender Stelle zugeführt. Die Turbine ist mit dem Verdichter gekoppelt, sodass beide im Leistungsgleichgewicht stehen. Die von der Turbine erzeugte Leistung entspricht der Kälteleistung.

Da der im Luftzerlegungsprozess anfallende Stickstoff im Oxyfuel-Kraftwerksprozess nicht weiter genutzt wird und keine Feuchtigkeit enthält, wird er auf zwei Weisen genutzt: zum einen nach Aufheizung zur Regeneration der Molsieb-Festbettabsorber, welche zur Reinigung der eintretenden Luft genutzt werden, zum anderen zur Kaltwassererzeugung, um die Luft vor Eintritt in die Molsiebstation in einem Direktkontaktkühler weiter abzukühlen und zu entfeuchten. Dazu wird der Stickstoff in einer Kolonne im Gegenstrom mit herabrieselendem erwärmten Kühlwasser in Kontakt gebracht. Da der Stickstoff den Trennprozess trocken verlässt und wegen der verbleibenden Grädigkeit am Hauptwärmeübertrager kälter als die eintretende Luft ist, können unabhängig von den Umgebungsbedingungen geringe Kühlwassertemperaturen (ca. 10 °C) erzielt werden.

Da Argon als drittgrößter Luftbestandteil bezüglich des Siedepunktes zwischen Stickstoff und Sauerstoff (jedoch dichter an Sauerstoff) liegt, bildet es ab einer Sauerstoffreinheit von ca. 95,7 % nahezu ausschließlich den restlichen Bestandteil des Sauerstoffprodukts. Werden im Allgemeinen gleichzeitig hohe Reinheitsanforderungen an das Sauerstoff- und Stickstoffprodukt gestellt, muss das Argon als weiterer Produktstrom zusätzlich dem Prozess (durch Rektifikation in einer Seitenkolonne) entzogen werden, weil es sich sonst in der ND-Kolonne aufkonzentrieren würde.

Die Wirkungsgradeinbuße bei dem Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage wird maßgeblich durch den Eigenbedarf zur Sauerstoffbereitstellung verursacht. Wie in [196–198] ausführlich gezeigt, ist die Absenkung der Sauerstoffreinheit ein probates Mittel, um eine Wirkungsgradverbesserung des Oxyfuel-Kraftwerks zu erzielen. Anhand der in den Abbildungen 3.13b und 3.14 dargestellten beispielhaften Prozessschaltungen von kryogenen Luftzerlegungsanlagen lassen sich die zusätzlichen Absenkungspotenziale des spezifischen Energiebedarfs zur Sauerstoffbereitstellung von [195, 199–203] durch die Simulation der Prozesse in AspenPlus® nachvollziehen. Für die Modellierung der Luft in den Luftzerlegungsprozessen wird das Peng-Robinson-Stoffwertemodell verwendet.

In dem energetisch optimierten Prozess in Abbildung 3.13b wird ein weiterer Verdampfer-Kondensator im mittleren Bereich der ND-Kolonne eingeführt. Dieser übernimmt die Funktion des bisherigen Verdampfer-Kondensator als Kopfkondensator der HD-Kolonne zur Bereitstellung der stickstoffreichen Rücklaufflüssigkeit für ND- und HD-Kolonne. Der Verdampfer-Kondensator am Sumpf der ND-Kolonne dient nun zur Kondensation eines Teilstroms der eintretenden Luft. Da nun nicht mehr nahezu reiner Stickstoff den sauerstoffreichen Sumpf der ND-Kolonne verdampfen muss, sondern kondensierende Luft, kann der Verdichtungsenddruck des Hauptverdichters geringer gewählt werden als in der Schaltung nach Abbildung 3.13a. Gegenüber dem dadurch erzielbaren energetischen Vorteilen, steht ein etwas erhöhter anlagentechnischer Aufwand, da nicht nur der zusätzliche Verdampfer-Kondensator benötigt wird, sondern auch die Verhältnisse für die Rektifikation erschwert werden, sodass mehr theoretische Trennstufen benötigt werden.

Der in Abbildung 3.14 dargestellte Prozess stellt gegenüber demjenigen aus Abbildung 3.13b eine weitere verfahrenstechnische Optimierung zur Einsparung des Energiebedarfs bei geringeren Sauerstoffreinheitsanforderungen dar. Diese wird durch Einführung einer Mitteldruck-Kolonne erzielt, sodass nur ein Teil der Luft auf den Druck der HD-Kolonne verdichtet werden muss.

Als Bilanzgrenze zur Bildung des Black-Box-Modells der kryogenen Luftzerlegungsanlage werden der Eintritt der verdichteten, im Direktkontaktkühler abgekühlten und gereinigten Luft vor Eintritt in die Molsieb-Reinigungsstation (hier mit 4,4 bar veranschlagt) und der Austritt der Produktgase aus dem Hauptwärmeübertrager gewählt (68 mbar Überdruck). Diese Wahl hat den Vorteil, dass die Parametrisierung über den Verdichtungsenddruck erfolgt und nicht über den spezifischen Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung. Auf diese Weise kann der Verdichtungsprozess in das Gesamtprozessmodell integriert werden und eine Wärmerückgewinnung direkt modelliert und simuliert sowie ggf. variiert werden.

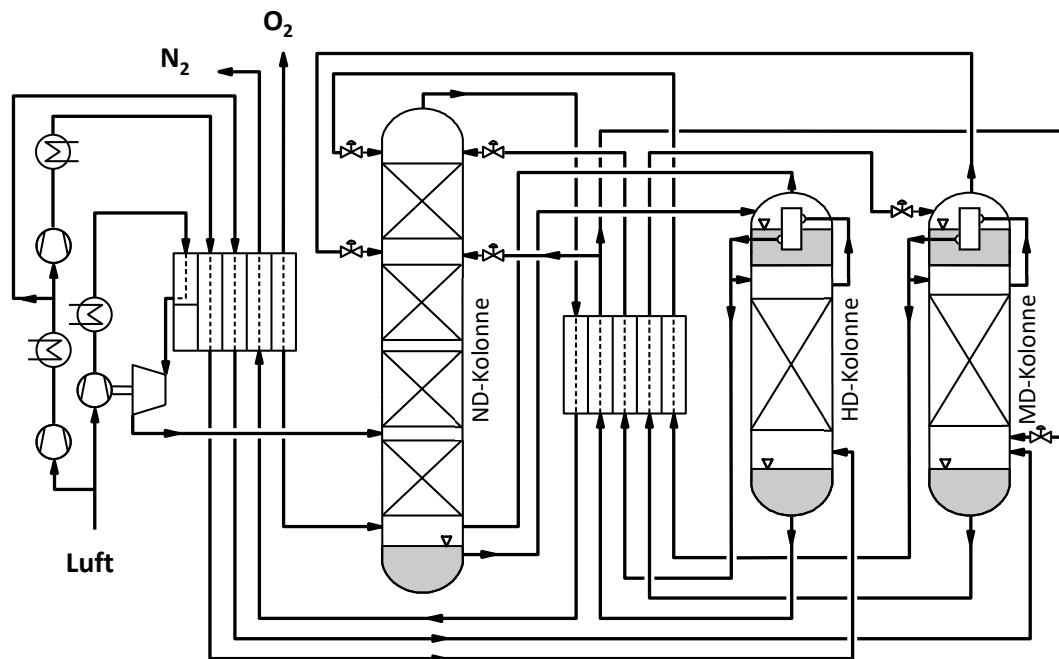


Abbildung 3.14: Vereinfachtes Prozessschaltbild des in AspenPlus® simulierten kryogenen Luftzerlegungsprozesses nach [204]

Die Temperatur der Druckluft nach Direktkontaktkühler und somit vor Eintritt in die Molsiebstation wird mit 10 °C angesetzt. Es wird von einem Druckverlust von 100 mbar des Direktkontaktkühlers ausgegangen. Zudem wird unterstellt, dass sich die Druckluft bei der Trocknung und Reinigung aufgrund der Bindungsenthalpie des Wassers und weiterer im Molsieb zurückgehaltener Bestandteile um ca. 3 K erwärmt. Die Regeneration der Molsiebe wird als kontinuierlicher Prozess angenähert, der Energiebedarf in Form von Heißdampf wird mit 7,5 MJ je Kilogramm Wasserdampf in der gesättigten Druckluft nach Direktkontaktkühler angesetzt. Die Heißdampfquelle muss im Druck so hoch gewählt werden, dass der Stickstoff zur Regeneration auf über 150 °C erwärmt wird.

Für die kryogene Luftzerlegungsanlage wird mit einer Sauerstoffausbeute von 20,5 Mol je 20,95 Mol in der Luft enthaltenem Sauerstoff, also 97,85 %, bei einer Sauerstoffreinheit von 95 % gerechnet. Aus den Detailsimulationen in AspenPlus® werden die Begleitstoffe des Sauerstoffprodukts mit 1,6 % Stickstoff und 3,4 % Argon angesetzt.⁴²

Kryogene CO₂-Aufbereitung für den Oxyfuel-Kraftwerksprozess

Mit Hilfe des in dem Projekt ADECOS II im Detail untersuchten kryogenen CO₂-Aufbereitungsprozesses, dessen Prozessschaltbild in Abbildung 3.15 wiedergegeben ist, lassen sich die Angaben aus [199, 201, 205] bezüglich des spezifischen Energiebedarfs

⁴² Die Angaben beziehen sich auf Volumenanteile.

und der Realisierbarkeit einer CO₂-Abtrennungsrate von 90 % bei einer CO₂-Reinheit von ≥ 95 % in guter Näherung nachvollziehen [196].

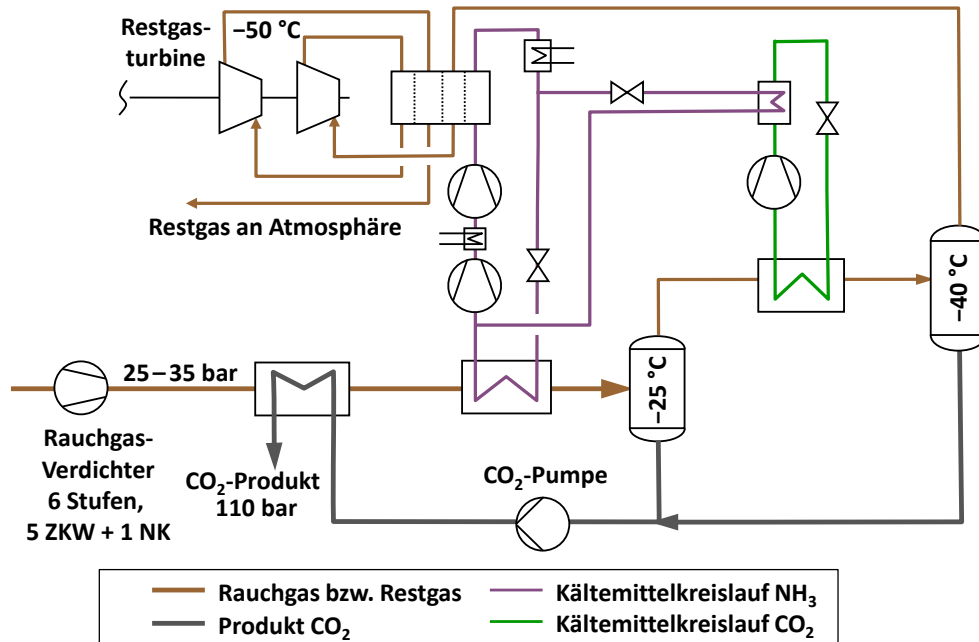


Abbildung 3.15: Vereinfachtes Prozessschaltbild des kryogenen CO₂-Aufbereitungsprozesses für die Aufreinigung und Verdichtung des dem Oxyfuel-Kraftwerksprozess entstammenden Rauchgases nach [196]. Der Rauchgasverdichter wird als sechsstufige Maschine mit jeweiliger Zwischenkühlung und Nachkühlung modelliert. Die Temperaturangaben sind als ungefähre Werte zu verstehen.

Bevor die Rauchgase dem CO₂-Aufbereitungsprozess zugeführt werden, werden sie nach der Rauchgasentschwefelung auf 40 °C abgekühlt. Das dabei anfallende Kondensat wird abgetrennt. Dann werden die Rauchgase in einer sechsstufigen Verdichtung mit fünf Zwischenkühlern und einem Nachkühler auf ca. 30 bar verdichtet. Anschließend wird der Rauchgasstrom im Gegenstrom mit dem CO₂-Produkt vorgekühlt und mit Hilfe eines Ammoniak-Kältekreislaufs auf ca. -25 °C abgekühlt. Die dabei entstehende CO₂-reiche Flüssigkeit wird in einem Phasentrenner abgeschieden. Die Gasphase wird mit Hilfe eines CO₂-Kältekreislaufs weiter auf ca. -40 °C abgekühlt. Die dabei entstehende Flüssigphase wird erneut abgeschieden. Beide CO₂-reichen Flüssigkeitsströme werden zusammengeführt und mit Hilfe einer Pumpe auf den erforderlichen überkritischen Enddruck gebracht, bevor sie im Gegenstrom mit den in den Prozess eintretenden Rauchgasen aufgewärmt werden und als CO₂-Produkt den Prozess verlassen.

Das anfallende Restgas, welches neben CO₂ vor allem noch überschüssigen Restsauerstoff aus der Verbrennung, Argon und Stickstoff als Begleitprodukte des Sauerstoffprodukts sowie weitere Stoffe enthält, wird in einem zweistufigen Entspannungsprozess zur

Energierückgewinnung in einer Turbine entspannt. Zur Vermeidung von Flüssigkeitstropfen vor allem aber von Trockeneisbildung bei der Entspannung, welches die Turbinen beeinträchtigen würde, wird der Restgasstrom vor jeder Entspannungsstufe mit Hilfe der Verdichtungsabwärme des Ammoniak-Kältekreislaufs angewärmt. Gleichzeitig wird auf diese Weise die rückgewinnbare Antriebsleistung erhöht. Auch nach Entspannung erfolgt eine Aufwärmung der Restgase, um die Abgabe an die Umgebung und sichere Verdünnung in der Atmosphäre zu erleichtern.

Die im Schaltbild in Abbildung 3.15 dargestellte Kopplung des Ammoniak- und des CO₂-Kältekreislaufs verringert den spezifischen Energiebedarf des Aufreinigungsprozesses, da beide Kältekreisläufe in einem für das jeweilige Arbeitsmedium günstigen Temperaturfenster arbeiten können.

Für die Black-Box-Modellierung wird als Schnittstelle der Eintritt der Rauchgase in die sechsstufige Verdichtung gewählt. Es wird der spezifische elektrische Antriebsbedarf des gesamten kryogenen CO₂-Aufbereitungsprozesses bezogen auf die Masse des reinen CO₂ im abgeschiedenen CO₂-Produkt als Parameter gewählt. Auf Grundlage des im Projekt ADECOS II [196] entwickelten detaillierten Simulationsmodells kann für die Randbedingungen dieser Arbeit mit einem spezifischen Energiebedarf von 135 kWh je Tonne reinem CO₂ im abgetrennten CO₂-Produkt gerechnet werden. Dieser Wert ist nur im Zusammenhang mit der vorgegeben CO₂-Abtrennungsrate von 90 % gültig.

Monoethanolamin-Wäsche zur Post-Combustion-CO₂-Abtrennung

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Post-Combustion-CO₂-Abtrennung basieren auf dem in Abbildung 3.16 dargestellten nasschemischen Absorptionsprozess. Als Absorptionsmittel dient eine wässrige Lösung mit 30 Gew.-% Monoethanolamin (MEA). Dieses Lösungsmittel wird in der Literatur typischerweise als Ausgangsbasis zur Realisierung des Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsverfahrens betrachtet. Zu Untersuchungen des Einflusses der Verwendung alternativer Lösungsmittel auf die Prozessgestaltung und den Einfluss des elektrischen Wirkungsgrads des Gesamtprozesses sei z. B. auf [206] hingewiesen. Weiterhin wird eine Prozessauslegung auf eine CO₂-Abtrennungsrate von 90 % angenommen.

Das Rauchgas wird nach der Rauchgasentschwefelungsanlage einem Sprühwäscher zur weiteren Abkühlung auf 40 °C und zur SO₂-Feinreinigung zugeführt. Dazu wird Wasser mit einem Neutralisierungsmittel (z. B. Natriumhydroxid) im Kreis gepumpt und mit Hilfe von Kühlwasser gekühlt.

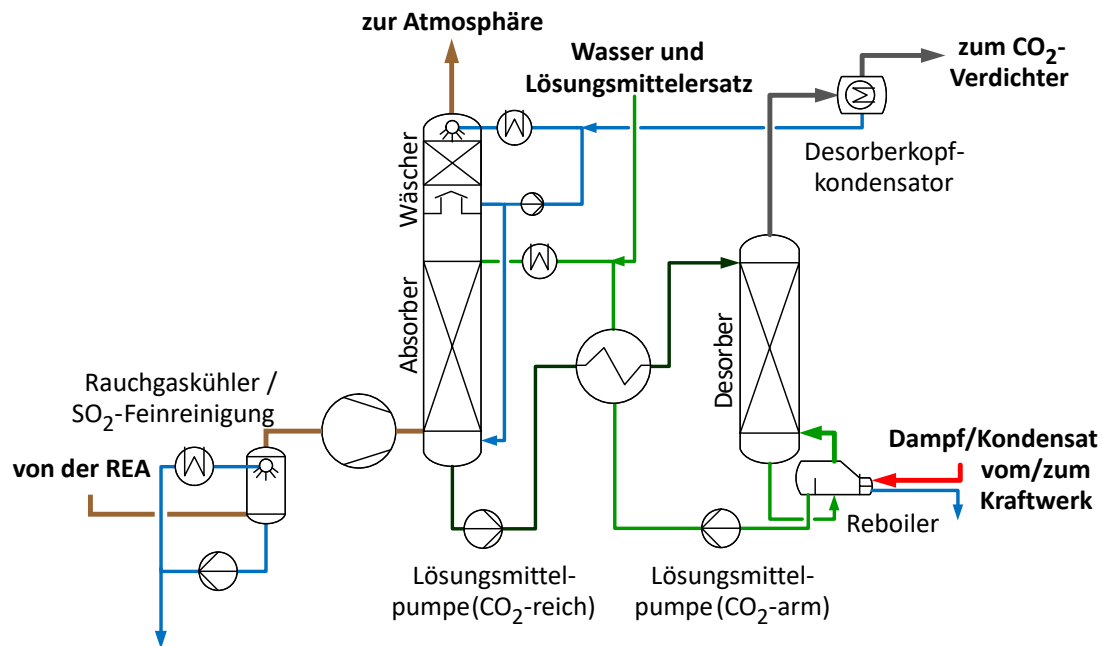


Abbildung 3.16: Vereinfachtes Prozessschaltbild des nasschemischen CO₂-Abtrennungsprozesses auf Grundlage einer wässrigen Lösung mit 30 Gew.-% Monoethanolamin

Der anfallende Kondensatmassenstrom und ein zur Kontrolle des Salzgehalts im Wäscherkreislauf zuführender Zusatzwassermassenstrom wird vom Wäschersumpf zur Mengenhaltung abgezogen und zu den entsprechenden Abwasserbehandlungsanlagen abgeführt. Die zusätzliche SO₂-Reinigung vor dem eigentlichen Abtrennungsprozess wird zur Prozessoptimierung notwendig, da jeweils ein SO₂-Molekül mit einem MEA-Molekül eine so feste chemische Bindung eingeht, dass diese nicht mehr im Abtrennungsprozess gelöst werden kann. Somit wird die quantitative Degradation durch das im Rauchgas enthaltene SO₂ des relativ kostenintensiven Absorptionsmittels MEA minimiert. Durch die Abkühlung des Rauchgases im Sprühwäscher wird darüber hinaus eine Verbesserung der Absorptionsverhältnisse erzielt, da bei geringeren Temperaturen eine höhere Beladung des Lösungsmittels mit CO₂ erzielt werden kann.

Im darauffolgenden Gebläse wird der Druck des Rauchgases erhöht, sodass die Druckverluste des vorgelagerten Sprühwäschers und des nachgelagerten Absorptionsprozesses von angenommenen 50 mbar überwunden werden und das CO₂-arme Restgas an die Atmosphäre abgeführt werden kann.

Das Rauchgas wird am Fuß der Absorberkolonne, die nahe dem Umgebungsdruck betrieben wird, zugeführt und im Gegenstrom über strukturierte Packungen mit dem von oben herabrieselnden Lösungsmittel in Kontakt gebracht. Bei dem Aufwärtsströmen wird das CO₂ des Rauchgases vom Lösungsmittel in einer exothermen Reaktion absorbiert. Durch die Freisetzung der Absorptionseenthalpie kommt es zur Aufwärmung von Lösungsmittel

und Rauchgas. In einem dem Absorptionsabschnitt nachgeschalteten Kopfwäscher wird das CO₂-arme Rauchgas weitestgehend von Lösungsmittelresten befreit und abgekühlt. Durch die Abkühlung des CO₂-armen Restgases wird Wasser infolge Kondensation zurückgewonnen und dem Sumpf der Absorberkolonne zugegeben. Anschließend wird das CO₂-arme Rauchgas an die Umgebung entlassen.

Nach der Beladung im Absorber wird das CO₂-reiche Lösungsmittel im Gegenstrom über einen Wärmeübertrager (angenommene kleinste Grädigkeit 5 K) mit dem CO₂-armen Lösungsmittel vorgewärmt und zum Desorberkopf gepumpt. Beim Herabrieseln des CO₂-reichen Lösungsmittels im Desorber wird durch den aufsteigenden Dampf aus dem Reboiler, dem Sumpfverdampfer im Desorber, die chemische Bindung von Lösungsmittel und CO₂ durch Aufbringung der Absorptionseenthalpie aufgebrochen und so das CO₂ ausgetrieben. Der Desorber wird bei Temperaturen von über 100 °C betrieben. Je höher die Temperatur im Desorptionsprozess desto geringer ist die verbleibende CO₂-Beladung des CO₂-armen Lösungsmittels. Dies wirkt sich günstig auf den thermischen Energiebedarf des Abtrennungsprozesses aus, da mit steigender Beladungsdifferenz zwischen CO₂-reichem und CO₂-armem Lösungsmittel die Umlaufmenge reduziert werden kann. Aufgrund der thermischen Stabilität des Monoethanolamins kann die Temperatur im Desorber jedoch nur begrenzt gesteigert werden. Bei einer MEA-Konzentration von 30 Gew.-% des unbeladenen Lösungsmittels kann davon ausgegangen werden, dass unter Anwesenheit von CO₂ eine unerwünscht übermäßige Degradation des Monoethanolamins durch Polymerisation ab etwa 125 °C auftritt [207]. Um die Oberflächentemperaturen durch Restüberhitzung des Heizdampfes im Reboiler auf diesen Wert sicher zu begrenzen, wird der Heizdampf durch Kondensateinspritzung gekühlt. Es wird von einer Restüberhitzung am Reboilereintritt von 5 K ausgegangen. Zudem wird der Druck oberhalb des Sumpfes im Desorber, der die Temperatur der Verdampfung bestimmt, auf 2 bar festgelegt. Somit ergibt sich eine maximale Temperatur von 120,3 °C am Kolonnenfuß des Desorbers. Zur Begrenzung der Heizflächengröße des Reboilers wird von einer Reboiler-Grädigkeit von 10 K zur Sattdampf Temperatur des Heizdampfes ausgegangen.

In Abbildung 3.16 nicht dargestellt ist der sog. Reclaimer. In diesem parallel zum Reboiler geschalteten Verdampfer, der auf erhöhtem Druck- und Temperaturniveau betrieben wird, wird die durch die Begleitstoffe des Rauchgases aufgetretene Degradation des Lösungsmittels zumindest teilweise rückgängig gemacht. Üblicherweise erfolgt dies im Batchbetrieb, der in dieser Arbeit nicht berücksichtigt wird.

Da der Desorber auf einem erhöhten Temperaturniveau von 120 °C im Vergleich zu den Eintrittsbedingungen des Absorbers von 40 °C arbeitet, wird durch den Wärme-

übertrager das CO₂-reiche Lösungsmittel aufgewärmt und das CO₂-arme Lösungsmittel abgekühlt. Dadurch wird der Heizdampfbedarf im Reboiler sowie die Kühlleistung zur Abkühlung des CO₂-armen Lösungsmittels vor Eintritt in den Absorber auf 40 °C wesentlich reduziert.

Am Kopf der Desorberkolonne befindet sich ein separater Kopfkondensator. In diesem wird das im Wesentlichen aus CO₂ und Wasserdampf bestehende Gemisch von etwas über 100 °C auf 40 °C abgekühlt. Dies hat zwei Ziele: einerseits die Vermeidung, dass ein größerer Anteil Wasser den CO₂-Abtrennungsprozess verlässt und zur Konzentrationshaltung des Lösungsmittels nachgespeist werden muss, andererseits die Reduzierung des Massenstroms sowie des spezifischen Volumens am Eintritt in den nachfolgenden CO₂-Verdichter, sodass in zweierlei Hinsicht der Energiebedarf der CO₂-Verdichtung gesenkt wird. Das anfallende, wenig von MEA und weiteren Reaktionsprodukten verunreinigte Kondensat wird dem Kopfwäscher des Absorbers zugeführt. Da am Kopfkondensator mit ca. 100 °C das höchste Abwärmepotentialniveau des CO₂-Abtrennungsprozesses vorliegt, bietet sich hier eine Abwärmeintegration in den Kraftwerksprozess an. Dabei ist der nichtlineare gleitende Temperaturverlauf bei der Kondensation des CO₂/Wasserdampfgemisches zu beachten.

Die Monoethanolamin-Wäsche zur Realisierung der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung wurde im Rahmen des POSEIDON-Projekts [207] am Institut für Energietechnik der TUHH detailliert untersucht, modelliert und simuliert, sodass im Rahmen dieser Arbeit direkter Zugriff auf das entsprechende Modell bestand. Die erhaltenen Ergebnisse dieser Teilprozessrechnungen sind nur unter den vorgenommenen Vereinfachungen sowie gegebenen Stoffwertmodellen, Komponentenmodellen, deren Annahmen zur Parametrierung sowie zur Teilprozessgestaltung gültig und sind gegenüber einer realen Anlagenauslegung und deren tatsächlichen Betriebsverhalten mit entsprechenden Unsicherheiten behaftet. Daher wird eine Rundung der Ergebniswerte der detaillierten Teilprozesssimulation vorgenommen, um die Modellierung in gleicher Detailtiefe aller zu vergleichenden Gesamtprozesse einzuhalten. Dieses Vorgehen ist im Rahmen dieser Arbeit vertretbar, da eine mögliche Ausführung einer Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage (PCA) mit MEA als Lösungsmittel mit anderen Technologieoptionen zur CO₂-Abtrennung verglichen wird. Weitere Details zur Berechnung dieses Abtrennungsprozesses und zu den zugrunde gelegten Annahmen sind [207] zu entnehmen.

Als Schnittstellen für die Black-Box-Modellierung sind rauchgasseitig die Austritte des Rauchgases nach REA, des Restgases an die Atmosphäre sowie des wassergesättigten

CO₂-Stroms zum CO₂-Verdichter zweckmäßig. Durch Vorgabe der CO₂-Produktzusammensetzung und der CO₂-Abtrennungsrate, wird über Stoffbilanzen die Zusammensetzung des Restgases bilanziert. Zur Bestimmung des elektrischen Energiebedarfs sowie des Kühlwasser- und Heizdampfbedarfs werden spezifische Energiebedarfe mit Massenbezug auf das im CO₂-Produkt enthaltene reine CO₂ vorgegeben. Ebenso verhält es sich mit Wärmemengen zur Wärmerückgewinnung, die im Gesamtprozess entsprechend mit der Kühlleistung korrekt bilanziert werden müssen (siehe auch Bemerkungen in Tabelle 4.11). Die zugehörigen maximalen Temperaturniveaus und der minimal erforderliche Heizdampfdruck sind ebenfalls Parameter des Black-Box-Modells. Die verwendeten Werte werden in Abschnitt 4.3.1 genannt.

CO₂-Verdichtung nach Post-Combustion-CO₂-Abtrennung

Im Anschluss an die Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage ist das abgeschiedene CO₂, das die Abtrennungsanlage wasserdampfgesättigt verlässt, auf Pipeline-Übergabedruck zu verdichten (110 bar, vgl. Abschnitt 3.1.3) und ausreichend zu trocknen (siehe dazu auch [31]). Das Schaltbild des Verdichtungsprozesses ist in Abbildung 3.17 dargestellt.

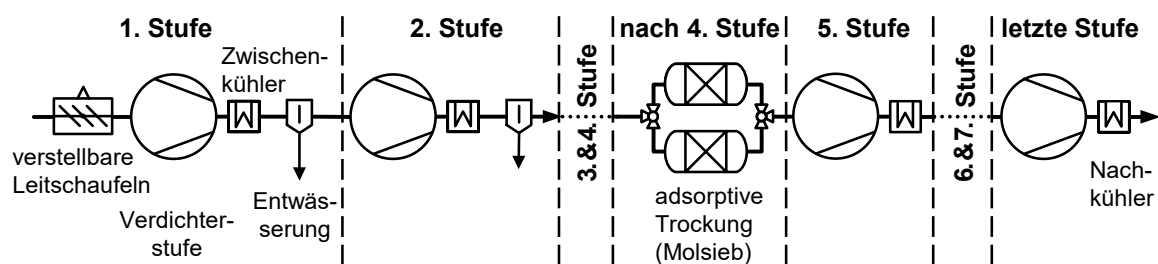


Abbildung 3.17: Prozessschaltbild des CO₂-Verdichters im Anschluss an den nasschemischen CO₂-Abtrennungsprozess

Es wird von einem acht-stufigen Radial-Getriebeverdichter ausgegangen, bei dem nach jeder Stufe ein Zwischenkühler beziehungsweise nach der letzten Stufe ein Nachkühler angeordnet ist. Mit Hilfe des Kühlwassers wird der CO₂-Strom auf jeweils 40 °C zurückgekühlt. Gegenüber der Prozessführung mit weniger Zwischenkühlern oder weniger Verdichtungsstufen wird so die erforderliche Antriebsleistung des Verdichters minimiert. Da die Abwärme bei dieser Prozessführung mit sieben Zwischenkühlern allerdings auf geringem Temperaturniveau anfällt, wird eine Integration in den Kraftwerksprozess als nicht lohnenswert gesehen.

Nach den ersten vier Stufen wird jeweils anfallendes Kondensat durch eine Entwässerung abgeführt. Aufgrund des dann bereits erreichten Drucks von etwa 15 bar befindet sich nur

noch relativ wenig Feuchtigkeit im Gasstrom. Daher wird an dieser Stelle die Trocknung mit Hilfe von Molsieb-Festbettadsorbern vorgenommen.

Die erste Stufe ist zu Regelzwecken mit einem verstellbaren Drallapparat (verstellbare Leitschaufeln) ausgestattet.

Der Verdichtungsprozess wird mit dem Hauptsimulationswerkzeug der Arbeit (Epsilon® *Professional*) unter Verwendung des Realgasmodells separat simuliert. Da für die Verdichtung von CO₂ jenseits des kritischen Punktes ein Realgasmodell benötigt wird, dessen Verwendung sich aber aus den unter Teilkapitel 3.5 genannten Gründen für die Simulation der Gesamtprozesse als unzuverlässig herausgestellt hat, müssen die Ergebnisse aus einer separaten CO₂-Verdichtersimulation als Black-Box-Modell in die Gesamtprozesssimulation eingebunden werden. In dem Detailmodell wird die adsorptive Trocknungsanlage vereinfachend nur als zusätzlicher Druckverlust berücksichtigt. Dafür wird ebenso wie für die Zwischenkühler ein Wert von 50 mbar angenommen. Der thermische Energiebedarf zur Regeneration des Molsiebadсорbers bleibt ebenso wie die Lösung des CO₂ in den anfallenden Kondensatströmen der Zwischenkühler unberücksichtigt.

Die Schnittstellen des Black-Box-Modells sind Eintritt und Austritt des Verdichters. Druck und Temperatur des CO₂-Stroms am Austritt des Verdichters sind Parameter des Black-Box-Modells. Die erhaltenen Ergebnisse der Detailsimulation werden für die Parametrierung herangezogen, indem die spezifische elektrische Energie zum Antrieb des Verdichters sowie die spezifische benötigte Kühlleistung durch Kühlwasser mit Bezug auf die im CO₂-Produkt enthaltene reine CO₂-Masse bestimmt wird.

3.3.12 Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage

Anders als die kryogene Luftzerlegung, welche die Luft durch Tieftemperaturrektifikation im Zweiphasengebiet der Luft trennt, erfolgt bei dem Oxyfuel-Kraftwerk mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage die Trennung der Luft in einer Hochtemperaturmembran durch Fehlstellenleitung von Sauerstoff-Ionen durch das Kristallgitter des ansonsten im Prinzip gasdichten keramischen Membranwerkstoffs. Dabei ist das Membranmaterial zu 100 % für Sauerstoff selektiv, sodass unter der Voraussetzung völliger Leckagefreiheit des Membranapparats vollkommen reiner Sauerstoff gewonnen werden könnte. Die im Fokus der Forschung stehenden Materialien entstammen der Stoffgruppe der mischleitenden Perowskite⁴³. Ein merklicher Sauerstoffleitungseffekt tritt bei diesen

⁴³ Es handelt sich dabei um Stoffe der allgemeinen Strukturformel ABO_3 mit $A = Ba, La, Sr$ und anderen Elementen und $B = Co, Fe$ und weiteren Elementen. Wegen seiner hohen Permeabilität und chemischen Stabilität bei geringen Sauerstoffpartialdrücken wird beispielsweise der Werkstoff BSCF (genauer $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_{3-\delta}$) als vielversprechend gesehen [208].

Materialien erst bei Temperaturen deutlich über 750 °C auf. Zudem muss für einen Sauerstofffluss durch die Membran eine Sauerstoffpartialdruckdifferenz vorliegen. Grundsätzlich gilt, dass mit steigender Triebkraft – der Sauerstoffpartialdruckdifferenz – ein größerer Sauerstofffluss je Membranfläche realisiert wird. Für grundlegende Informationen zu den Membranmaterialien, deren Eigenschaften und dem Sauerstoff-Leitungsmechanismus sei an dieser Stelle auf [208–210] hingewiesen.

In Abbildung 3.18 sind zwei Prozessvarianten einer Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage dargestellt. Bei der oberen Variante, die in dieser Arbeit als 3-End-Vakuum-Membran-Verfahren bzw. kurz 3EVM bezeichnet wird, wird die Triebkraft durch ein Vakuum auf der Seite des Sauerstoffprodukts mit Hilfe eines Sauerstoffverdichters erzeugt, während die Luftseite nahe bei atmosphärischem Druck betrieben wird. Somit ist die Sauerstoffausbeute, also jener Anteil des in der zugeführten Luft enthaltenen Sauerstoffs, der als Sauerstoffprodukt die Anlage verlässt, durch das Vakuum auf der Sauerstoffproduktseite begrenzt. Die theoretisch maximale Sauerstoffausbeute⁴⁴ wird bei einer verschwindend geringen treibenden O₂-Partialdruckdifferenz erreicht. Da dies jedoch eine unendlich große Membranfläche nach sich ziehen würde, wird eine O₂-Ausbeute von 85 % des theoretisch maximalen Wertes, der von den übrigen Prozessbedingungen abhängt, für die Parametrierung der 3EVM angesetzt. Im Rahmen dieser Arbeit gilt also für die tatsächliche Sauerstoffausbeute der 3EVM-Luftzerlegungsanlage:

$$A_{O_2,tats.} = 0,85 \cdot \frac{\varphi_{O_2,I,1} - \Pi_{O_2,I,2,min}}{\varphi_{O_2,I,1} \cdot (1 - \Pi_{O_2,I,2,min})}$$

mit $\Pi_{O_2,I,2,min} = \frac{p_{O_2,II}}{p_{Luft,I,2}}$, wobei

I = Luft – bzw. Feedseite
 II = Sauerstoffseite
 1 = Eintritt
 2 = Austritt

(3.15)

Mit den in der Gesamtprozesssimulation in Abschnitt 4.3.3 verwendeten Parametern (siehe Tabelle 4.15, v. a. Parameter Nr. 114, Sauerstoffproduktdruck an der Membran 80 mbar) ergibt sich eine Sauerstoffausbeute von 58 % und somit im Restgas ein verbleibender Sauerstoffanteil von $\varphi_{O_2,I,2} = 9,91$ Vol.-%.

⁴⁴ Eine Sauerstoffausbeute von 100 % wird daher nur dann möglich, wenn der theoretische Grenzfall, absolutes Vakuum auf der Sauerstoffseite erreicht werden würde. Neben einer unendlich großen Membranoberfläche würde zudem auch die aufzubringende Verdichtungsarbeit, um den Sauerstoff auf 1 bar Druck zu bringen, unendlich groß.

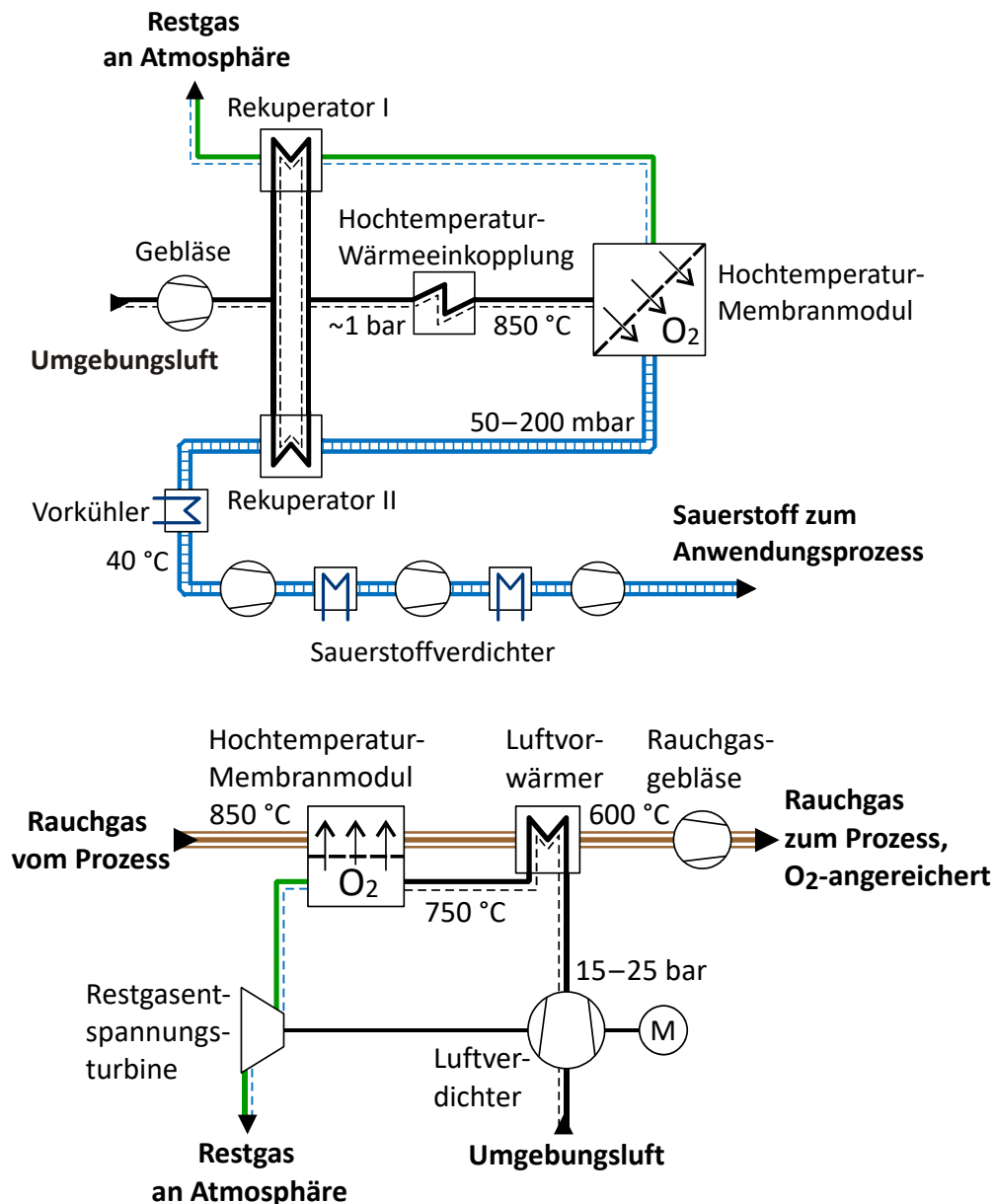


Abbildung 3.18: Sauerstoffbereitstellungsprozesse durch Luftzerlegung auf Grundlage sauerstoffleitender keramischer Hochtemperaturmembranen. *Oben:* 3-End-Vakuum-Membran-Prozess mit Bereitstellung hochreinen Sauerstoffs (Konzept in Anlehnung an Oxy-Vac-Jül [213]); *unten:* 4-End-Membran-Prozess mit druckaufgeladener Luftseite und Rauchgas als Spülmedium (Konzept in Anlehnung an Oxycoal-AC [214]).

Demgegenüber werden bei der Variante in Abbildung 3.18 unten, die in dieser Arbeit als 4-End-Membran-Verfahren bzw. kurz 4EM bezeichnet wird, verhältnismäßig hohe Partialdruckdifferenzen dadurch erreicht, dass zum einen eine Druckaufladung der sauerstoffliefernden Luftseite und zum anderen Rauchgas bei etwa Umgebungsdruck als verdünnendes Spülgas auf der sauerstoffempfangenden Seite eingesetzt wird.

Weiterhin sind auch Zwischenlösungen beider Verfahren bekannt, die den Membrankontakt mit Rauchgas vermeiden und durch Druckaufladung auf der Luftseite und Vakuumherzeugung auf der Sauerstoffseite höhere Partialdruckdifferenzen als die 3EVM-Variante erlauben [211, 212]. Diese wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht untersucht, da die Integration dieser Zwischenvarianten in den Gesamtprozess im Hinblick auf den Wirkungsgrad vermutlich zwischen der 3EVM- und 4EM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage rangieren werden. Die hier untersuchte Schlüsseltechnologie stellt das Membranmaterial dar, welches je nach chemischer Beständigkeit eine andere Prozessführung erfordert. Die Variante 3EVM ist für Membranmaterialien geeignet, welche unter Beaufschlagung der chemischen Rauchgasspezies nicht dauerhaft stabil sind oder einen deutlich verminderten Sauerstoffleitungseffekt zeigen.

Allen Verfahren ist gemein, dass sie eine Hochtemperaturwärmequelle zum Aufrechterhalten der Betriebstemperaturen der Membran benötigen. Zudem werden gasdichte Hochtemperatur-Gas-Gas-Wärmeübertrager zur Prozessführung benötigt. Bei dem 4EM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsprozess wird überdies noch ein Hochtemperatur-Rauchgasgebläse ($> 500\text{ °C}$) zur Membranspülung benötigt, wenn dem sauerstoffangereicherten Rauchgas keine weitere Wärme entzogen wird. Durch die Anordnung Verdichter, Wärmezufuhr und Entspannung der sauerstoffabgemagerten, aufgewärmten Luft in einer Turbine vollführt die 4EM-Variante einen thermodynamischen Kreisprozess in Analogie zur Gasturbinenanlage. Dies hat besondere Abhängigkeiten bei der Integration dieser Luftzerlegungsanlage in den Gesamtprozess zufolge, wie bereits in [197] bzw. [198] gezeigt wurde.

3.3.13 Kühlwassersystem

Um die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse bezüglich der thermodynamischen Randbedingungen sicherzustellen, werden für alle zu untersuchenden Prozesse dieselben Bedingungen für das Kühlwassersystem angesetzt.

Die Auslegung des sog. kalten Endes des Dampfkraftwerksprozesses gehört vor allem bei Dampfkraftwerken zu den individuellen Optimierungsaufgaben bei der Auslegung, die stark von den wirtschaftlichen Randbedingungen geprägt ist. Die wichtigsten Komponenten, ihre Parameter sowie standortspezifische Gegebenheiten, die in ihrem Zusammenspiel den elektrischen Wirkungsgrad beeinflussen, sind:

- die Umgebungsbedingungen des Standortes,
- der Kühlgrenzabstand Δt_{KGA} (Temperaturdifferenz zwischen Kaltwassertemperatur t_{KW} und Feuchtkugeltemperatur t_{FK} der Umgebungsluft), der maßgeblich

durch die spezifische Kühlturmbaugröße bestimmt wird. Im direkten Zusammenhang mit dem Kühlgrenzabstand steht

- die Kühlzonenbreite Δt_{KZB} . Diese ist gleichbedeutend mit der Aufwärmung des Kühlwassers durch die Wärmeaufnahme im Kondensator (Temperaturdifferenzen zwischen Warm- und Kaltwassertemperatur des Kühlwassers, $t_{\text{WW}} - t_{\text{KW}}$). Diese wird durch die abzuführende Wärmemenge und den dazu spezifischen umlaufenden Kühlwassermassenstrom bestimmt. Durch letzteren wird
- der elektrische Eigenbedarf der Kühlwasserpumpen und damit der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses beeinflusst. Neben dem umlaufenden Kühlwassermassenstrom sind die Wirkungsgrade der Pumpen und die Druckverluste im Kühlwassersystem bestimmend. Bei den Druckverlusten sind die Leitungslängen und -durchmesser sowie ggf. geodätische Höhen, die zu überwinden sind, entscheidend. Weiterhin wird das energetisch-wirtschaftliche Optimum beeinflusst durch die Wahl der
- Kondensatorgrädigkeit Δt_{Kond} , also der Temperaturdifferenz, die zwischen der Kondensationstemperatur des Dampfes t_{Kond} im Kondensator und der Warmwassertemperatur des Kühlwassers t_{WW} vorliegt. Diese bestimmt vorrangig die vorzusehende spezifische wärmeübertragende Fläche des Kondensators. Mit der Kondensationstemperatur liegt auch der Kondensationsdruck p_{Kond} fest, welcher das abarbeitbare Enthalpiegefälle in der Dampfturbine und damit den Bruttowirkungsgrad des Gesamtprozesses beeinflusst. Gleichzeitig wirkt sich der Kondensationsdruck p_{Kond} auf
- die Austrittsverluste infolge der kinetischen Energie des Abdampfes der ND-Dampfturbinen aus, da sich mit dem Druck auch der spezifische Abdampfstrom verändert. Die Austrittsverluste haben ihrerseits Einfluss auf den Bruttowirkungsgrad des Kraftwerks und werden durch den zur Verfügung stehenden Abdampfquerschnitt der ND-Dampfturbinen bestimmt (Beeinflussung durch Schaufellänge und Flutigkeit der ND-Dampfturbine).

Diese Beschreibung lässt erkennen, dass es sich hierbei in der Praxis um ein komplexes Optimierungsproblem mit zahlreichen Einflussgrößen handelt, wobei nicht nur die rein thermodynamische Optimierung im Vordergrund steht. Für das thermodynamische Optimum wären alle technischen Parameter der obigen Auflistung möglichst gering zu wählen, was jedoch erhöhten Investitionsausgaben gegenübersteht. Daher wird neben der Kenntnis der spezifischen Bedingungen des Standortes, dem spezifischen Verhalten konkreter Komponenten, das in gewissen Grenzen herstellerspezifisch variieren kann,

außerdem das abzusehende Betriebsregime des Kraftwerks Einfluss auf die optimale technisch-wirtschaftliche Lösung haben.

Zur Vereinheitlichung wird in dieser Arbeit davon ausgegangen, dass für alle Prozesse ein Umlaufkühlsystem mit Naturzug-Nasskühlturm mit einem Kühlgrenzabstand t_{KGA} von 8,0 K und einer Kühlzonenbreite t_{KZB} von 9,96 K das wirtschaftliche Optimum darstellt. Mit den in Teilkapitel 3.1 angesetzten Umgebungsluftbedingungen (siehe auch Tabelle 3.1) wird somit eine Kaltwassertemperatur von 16,0 °C erreicht. Zusammen mit einer unterstellten wirtschaftlichen Kondensatorgrädigkeit von 3,0 K wird ein Kondensatordruck von 40,0 mbar erzielt. In Abbildung 3.19 sind die Kenngrößen des Kühlwassersystems und deren Zusammenhänge sowie die für die Untersuchungen angesetzten Parameterwerte dargestellt. An dieser Stelle ist nochmals hervorzuheben, dass die hier gewählten Parameter keine Auslegung eines konkreten realisierten Systems, sondern eine einheitliche, realitätsnahe Auslegung möglicher Ausführungen widerspiegeln.

Die abzuführende Wärmemenge wird zum größten Teil durch die Kondensation des Dampfes in den Kondensatoren und zu einem weitaus kleineren Teil durch Nebenkühlwasser bestimmt. Der abzuführende Wärmestrom des Nebenkühlwassers wird bei den reinen Dampfkraftwerksprozessen durch die elektrische Verlustleistung des Generators und den mechanischen Verlust des Dampfturbinen-Wellenstrangs abgeschätzt.

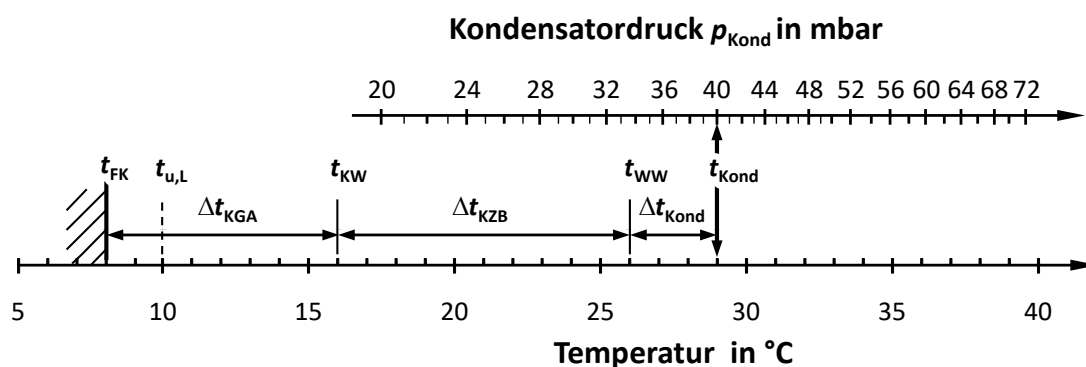


Abbildung 3.19: Darstellung der für alle Prozesse in gleicher Weise angesetzten Parameter des Kühlwassersystems. Es wird von einer Umlaufkühlung mit Naturzug-Nasskühlturm ausgegangen. Die festgelegten Umgebungsbedingungen entsprechen denen in Teilkapitel 3.1 bzw. in Tabelle 3.1 angegebenen Werten.

3.4 Parametrierung von Stoffströmen

Ein weiterer wichtiger Punkt zur Abrundung der Dokumentation, welche die Nachvollziehbarkeit und Wiederholbarkeit der Untersuchungen ermöglicht, ist die Spezifikation der Zustandsgrößen der Stoffströme bei der Modellierung bzw. Parametrierung.

Neben den Zustandsgrößen sind dadurch auch die davon abhängigen Stoffwertgrößen beeinflusst. Vor allem betrifft dies die Größen der spezifischen Enthalpie, der Temperatur und des Drucks. Grundsätzlich werden in dieser Arbeit diese Zustandsgrößen auf den statischen Anteil des strömenden Mediums, d. h. ohne Berücksichtigung der Strömungsgeschwindigkeit, und nicht auf den sog. Ruhe-, Total- oder Stagnationszustand bezogen. Dies ist vor allem darin begründet, dass die Stoffwerte des statischen Zustands zur Zustandsbeschreibung entscheidend für die thermodynamischen Vorgänge sind.

Zur Veranschaulichung sei ein wärmeübertragender Apparat betrachtet, bei dem die ihn durchströmenden Medien dieselbe thermodynamische Temperatur aufweisen und somit keine Wärmeübertragung stattfindet. Strömt das eine Medium schneller als das andere, würden sich die Totaltemperaturen unterscheiden, sodass scheinbar eine treibende Temperaturdifferenz vorhanden wäre und vermeintlich doch Wärme übertragen werden könnte. Um derartige Fehlinterpretationen zu vermeiden, müsste neben der Totaltemperatur zusätzlich die Strömungsgeschwindigkeit oder die (statische bzw. thermodynamische) Temperatur angegeben bzw. berechnet werden. Da zur Vermeidung übermäßiger Druckverluste und weiterer negativer Erscheinungen wie Erosionen, Schallemissionen und Vibrationen die Strömungsgeschwindigkeiten in gasdurchströmten Rohrleitungen und Kanälen in der Praxis nicht zu hoch gewählt werden, ist der Unterschied der totalen und statischen Zustandsgrößen nicht sehr groß (i. d. R. $\Delta h_{\text{kin}} \ll 2 \text{ kJ/kg}$). Eine Ausnahme davon bilden die Strömungsmaschinen: Bei Turbinen wird die Enthalpie des Arbeitsmediums zunächst in kinetische Energie der Strömung durch Druckabbau und diese anschließend in mechanische Energie gewandelt. Bei Arbeitsmaschinen erfolgt diese Umwandlung in umgekehrter Richtung. In den Strömungsmaschinen treten prinzipbedingt verhältnismäßig hohe Geschwindigkeiten auf. Jedoch sind diese nur dann in der Modellierung zu berücksichtigen, wenn die Geschwindigkeit der Strömung am Austritt eines Verdichters nicht mehr in Druck umgesetzt oder wenn die kinetische Energie am Austritt einer Turbine nicht mehr in mechanische Energie umgewandelt werden kann und somit letztlich zu Wärme (d. h. innerer Energie) dissipiert. Letzterer Fall wird wegen seiner Relevanz bei den Dampfturbinen berücksichtigt (siehe Abschnitt 3.3.9).

Ein weiterer praktischer Grund für die ausschließliche Anwendung der statischen Zustandsgrößen ist, dass bei der hier zur Anwendung kommenden Detaillierung der Simulationen keine konkreten Dimensionen der Bauteile oder Rohrleitungen o. ä. vorliegen. Somit sind im Rahmen der Simulation auch keine Strömungsgeschwindigkeiten bestimmbar. Stattdessen werden Druckverluste angenommen, die aufgrund typischer Auslegungsströmungsgeschwindigkeiten und Geometrien auftreten. Gedanklich werden

dabei auch Druckänderungen zur gezielten Beschleunigung der Strömungen mitberücksichtigt. Beispiele hierfür sind die Beschleunigung der als ruhend angenommenen Umgebungsluft, die Geschwindigkeitserhöhung der Strömung durch die Brenner sowie der notwendige Überdruck zur Abführung der Rauchgase an die Umgebung.⁴⁵

Die im Rahmen dieser Arbeit angegebenen Druckverluste, die bestimmten Komponenten zugordnet werden, wie z. B. Elektrofilter, DeNO_x etc., sind nicht immer ausschließlich auf dieses Aggregat bezogen, sondern sind vielmehr für den Bereich in den Grenzen bis zu den nächsten Aggregaten zu verstehen. In diesem Zusammenhang ist zu betonen, dass Werte angesetzt werden, welche möglichst reale Verhältnisse wiedergeben sollen.

Wenn nicht anders erwähnt, sind alle Angaben zu Drücken in dieser Arbeit als absolute Werte zu verstehen.

3.5 Verwendete Stoffwertemodelle

Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Gesamtprozesssimulationen basieren auf folgenden Stoffwertmodellen:

1. IAPWS-IF97 für die Modellierung der thermodynamischen Zustände bzw. der Zustandsänderungen des Wasserdampfes im Wasser-/Dampfkreislauf. Diese von der „International Association for the Properties of Water and Steam“ für die speziellen Bedürfnisse der Kraftwerkstechnik entwickelte Formulierung stellt den derzeitigen Standard dar und ist beispielsweise in [215] oder neuer in [216] dokumentiert. In [217] wird diese Formulierung gegenüber ihren Vorgängern verglichen.
2. Ideales Gas für die Modellierung der Gasseite nach den Verbandsformeln des FDDBR (Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau) für ideale Gase. Die Methode ist in [218] dokumentiert und verwendet für die Bestimmung der spezifischen kalorischen Zustandsgrößen in der Hauptsache Polynomansätze. Eine Berücksichtigung des Effekts von Dissoziationsreaktionen bei sehr hohen Temperaturen, wie sie z. B. bei der Bestimmung der adiabaten Verbrennungstemperaturen auftreten, erfolgt nicht.

Es sei darauf hingewiesen, dass im verwendeten Simulationswerkzeug das Wasser im Luft-/Rauchgas-/Kohle-System im Gegensatz zum Reinstoff im Wasser-/Dampfkreislauf

⁴⁵ Im Rahmen dieser Arbeit wird für diesen Anwendungsfall von einer Geschwindigkeit von 27,8 m/s ausgegangen. Der dadurch verursachte Druckverlust wird nach der Bernoulli-Gleichung bestimmt und hängt von der Dichte des Rauchgases vor Abgabe an die Umgebung ab.

vereinfacht als ideales Gas behandelt wird. Geringe Fehler in der Energiebilanz (bzw. Enthalpiedifferenz) sind daher nicht auszuschließen.

Außerdem ist zu erwähnen, dass das eingesetzte Programm darüber hinaus noch zwei weitere Stoffwertemodelle⁴⁶ für die Simulation der Luft-/Rauchgasseite zur Verfügung stellt: Das ebenfalls auf dem idealen Gasverhalten beruhende Modell nach der VDI-Richtlinie 4670 [219] und ein Modell, welches wegen der Berücksichtigung der Druckabhängigkeit in der thermischen und in den kalorischen Zustandsgleichungen als Realgasmodell bezeichnet wird. Außerdem wird eine ideale Stoffmischung (Gesetz nach Dalton, d. h. Fugazitätskoeffizienten = 1) angenommen. Seine Verwendung führt zu einer signifikanten Steigerung der Berechnungszeit (für die Simulation des steinkohlebefeuer-ten Dampfkraftwerks ca. Faktor 30). Die Implementierung der beiden Methoden, VDI 4670 und Realgasmodell, berücksichtigt jedoch nur die wichtigsten Stoffe der feuchten Luft und der Rauchgase. Es werden nur N₂, O₂, AR, H₂O_g, CO, CO₂ und SO₂ tatsächlich nach diesen Stoffwertemodellen berechnet. Obwohl die Genauigkeit des Stoffwertemodells der VDI 4670 in derselben Richtlinie gegenüber anderen Modellen hervorgehoben wird und dieses Modell außerdem frei verfügbar ist, wurde für die Untersuchungen dieser Arbeit dennoch die Berechnungsmethode nach den Verbandsformeln des FDBR gewählt. Bei dem Vergleich der Simulationsergebnisse des Dampfkraftwerksmodells zeigten sich zwischen der Verwendung der Methoden nach VDI 4670 und nach FDBR nur sehr geringe Unterschiede von weniger als 10⁻³ % im elektrischen Wirkungsgrad und weniger als 0,01 K bei den gasseitigen Temperaturen.

3.6 Definition der Ergebnisgrößen der Gesamtsimulation

Um die Ergebniswerte untereinander aber auch mit anderen Arbeiten vergleichen zu können, sind neben der eindeutigen Festlegung der Bilanzgrenzen, der Randbedingungen, der Gesamtprozessstopologie und der Teilprozesse mit ihrer Parametrisierung die Definitionen der zusammenfassenden Ergebnisgrößen von entscheidender Bedeutung. Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Definitionsmöglichkeiten des elektrischen Wirkungsgrads, deren Bedeutung und ihrer Beeinflussung durch die Wahl der Randbedingungen bzw. Bilanzgrenzen erläutert. Anschließend werden die CO₂-bezogenen Ergebnisgrößen definiert. Diese dienen der Einschätzung des Klimaerwärmungspotenzials

⁴⁶ Für weitere und genauere Informationen zu den zur Anwendung kommenden Stoffdaten wird auf den Software-Hersteller von Epsilon®*Professional*, die STEAG Energy Services GmbH – System Technologies, verwiesen.

bzw. des Klimaschutzpotenziales der verschiedenen untersuchten Technologien. Abschließend werden noch die Zwischenergebnisgrößen erläutert, die der Dokumentationsvervollständigung und zugleich der Verbesserung der Nachvollziehbarkeit dienen sollen.

3.6.1 Definitionsmöglichkeiten des elektrischen Wirkungsgrads

Der elektrische Wirkungsgrad kann, wie bereits in Kapitel 1 erläutert, als das primäre Kriterium hinsichtlich des technischen Potenzials im Technologievergleich dienen. Daher ist die Angabe zur Bestimmung dieser Ergebnisgröße von primärer Bedeutung, um so die erhaltenen Ergebnisse nachvollziehbar und ggf. mit anderen Arbeiten vergleichbar zu machen. Mit hauptsächlichem Bezug auf Wirkungsgradangaben von Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen gibt *Peltier* in [220] eine sehr plakative Darstellung der Bezugsproblematik. In dem Bericht „Measuring and Reporting Efficiency Performance and CO₂ Emissions“ [221] des Coal Industry Advisory Boards der International Energy Agency wird ein Überblick über übliche internationale Wirkungsgraddefinitionen, die Einflussfaktoren für Unterschiede in den erhaltenen Ergebnissen sowie Normierungsansätze für den Vergleich von Betriebswirkungsgraden gegeben.

Ganz allgemein stellt ein Wirkungsgrad den Nutzen eines Prozesses zum erforderlichen Aufwand ins Verhältnis. Im Fall der Kraftwerkstechnik zur reinen Stromerzeugung ist der Nutzen die erzeugte elektrische Leistung. Gemäß der Definition aus VDI 3986 [39] erfolgt die Unterscheidung in die

- Bruttoleistung, jene elektrische Leistung, die an den Generatorklemmen abgegriffen wird, und die
- Nettoleistung, jene elektrische Leistung, die an der Oberspannungsseite des Haupt-Maschinentransformators anliegt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Unterschied zwischen diesen beiden Größen als elektrische (Brutto-)Wirkleistung an der Generatorklemme abzüglich der Summe der elektrischen Eigenbedarfe von Aggregaten und sonstigen Verbrauchern sowie der Umspannverluste im Transformator festgelegt. Dies entspricht der normalen Nettoblockwirkungsgraddefinition aus VDI 3986.

Auf der Seite des Aufwands zur Erzeugung des elektrischen Stroms steht der mit dem Brennstoffmassenstrom proportional zugeführte Energiestrom. Dieser setzt sich nach VDI 3986, wie in Gleichung (3.16) dargestellt, aus der im Brennstoff gebundenen chemischen Energie sowie den sensiblen Wärmen des Brennstoffs und der zugeführten Luft zur

Bezugstemperatur t_b von 15 °C zusammen. Dabei werden Falsch- und Mühlensperrlüfte im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt.⁴⁷

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_B \cdot (H_u(t_b) + c_B \cdot (t_B - t_b) + l_{\min} \cdot \lambda \cdot c_{pL} \cdot (t_L - t_b)) \quad (3.16)$$

Wie später in diesem Abschnitt noch gezeigt wird, kann der so gebildete elektrische Wirkungsgrad ggf. zu Fehlinterpretationen führen. Deswegen wird zusätzlich eine Wirkungsgradbestimmung durchgeführt, die nur den auf den Umgebungszustand (hier 10 °C) bezogenen Heizwert berücksichtigt. Der Anteil der sensiblen Wärme ergibt sich durch die Festlegung einer mehr oder minder willkürlich gewählten Bezugstemperatur t_b in Gleichung (3.16) (in VDI 3986 wird 15 °C gewählt). Eine Anpassung der elektrischen Leistung erfolgt nicht, sodass der Wert des Wirkungsgrads allein durch die Festlegung dieser Bezugstemperatur beeinflusst wird, ohne dass eine Änderung im thermodynamischen Prozess stattfindet. In Wirklichkeit steht der Kraftwerksprozess aber in Verbindung mit und damit gleichzeitig unter Einfluss seiner Umgebung. Theoretisch könnte bei der Verbrennung genau derjenige Energieinhalt, der chemisch gebunden im Brennstoff vorliegt, freigesetzt werden, wenn die Verbrennungsprodukte im Austausch mit der Umgebung genau deren Temperatur annähmen. Unter der Annahme, dass sämtliches Wasser dampfförmig von der Umgebung aufgenommen wird, entspricht die theoretisch nutzbare Energiemenge dem Heizwert, der auf die Umgebungstemperatur bezogen ist. Die innere Energie der aus der Umgebung zugeführten Stoffe hat dabei keine direkte Bedeutung.

Letztlich ist für den Anlagenbetreiber die eingesetzte Brennstoffmenge für die Bereitstellung einer bestimmten elektrischen Arbeit von wirtschaftlichem Interesse. Wird die Bezugstemperatur für die Wirkungsgradbestimmung mit Berücksichtigung der sensiblen Wärmen geändert, würde sich scheinbar ein anderes Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand einstellen. Da durch die Änderung des Bezuges jedoch kein geänderter thermodynamischer Prozess zur Energiewandlung durchlaufen wird, muss für dieselbe erzeugte elektrische Leistung derselbe Brennstoffmassenstrom aufgebracht werden.

Tabelle 3.5 stellt die Definitionen der elektrischen Wirkungsgrade, die im Rahmen der Ergebnisdarstellungen Verwendung finden, gegenüber. Darüber hinaus erfolgt eine zusätzliche Unterscheidung in Brutto- und Nettowirkungsgrad.

⁴⁷ Diese Vernachlässigung ergibt für die dampfkraftwerksbasierten Basismodelle gegenüber genauer Bestimmung einen um ca. 0,01 % erhöhten Energiestrom, der dem Prozess zugeführt wird. Somit fallen die Wirkungsgradangaben η_{u10} um denselben relativen Betrag zu gering aus, was jedoch als vernachlässigbar angesehen wird.

Tabelle 3.5: Zur Ergebnisdarstellung verwendete Wirkungsgraddefinitionen. Durch Einsetzen der erzeugten elektrischen Brutto- bzw. Nettoleistung des Kraftwerks erfolgt eine weitere Unterteilung in den jeweiligen Brutto- und Nettowirkungsgrad.

Bezug	Bezugstemperatur $t_b = 15^\circ\text{C}$, zzgl. der zugeführten sensiblen Wärmen	Umgebungstemperatur $t_u = 10^\circ\text{C}$
Brennwert $H_o(t)$	$\eta_{o\text{VDI}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_B \cdot (H_o(t_b) + c_B \cdot (t_B - t_b) + l_{\text{min}} \cdot \lambda \cdot c_{\text{pL}} \cdot (t_L - t_b))}$ (3.19)	$\eta_{o10} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_B \cdot (H_o(t_u))}$ (3.17)
Heizwert $H_u(t)$	$\eta_{u\text{VDI}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_B \cdot (H_u(t_b) + c_B \cdot (t_B - t_b) + l_{\text{min}} \cdot \lambda \cdot c_{\text{pL}} \cdot (t_L - t_b))}$ (3.20)	$\eta_{u10} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_B \cdot (H_u(t_u))}$ (3.18)

Zusätzlich zur Darstellung der Wirkungsgrade mit Bezug auf den Heizwert werden auch die Ergebniswerte mit Brennwertbezug angegeben. Dies hat zwei Gründe: Zum einen findet diese im internationalen Umfeld oft Anwendung, sodass die Berechnungsergebnisse auch mit jenen Angaben einfacher verglichen werden können. Zum anderen ist die Aussagekraft und die Vergleichbarkeit bezüglich der thermodynamischen Güte von Prozessen verbessert, obwohl die Werte, die mit dem Bezug auf den Brennwert bestimmt werden, geringer sind als jene mit dem Bezug auf den Heizwert.

Die verbesserte Aussagekraft sei anhand des folgenden Gedankenexperiments veranschaulicht: Ein Brennstoff wird so stark mit Wasser befeuchtet, dass daraufhin die im Brennstoff gebundene chemische Energie, die bei der Verbrennung freigesetzt wird, gerade ausreicht, um das Wasser in den dampfförmigen Zustand zu überführen. Je nach Menge und Zusammensetzung des verbrennlichen Anteils entspräche dies einem Wasseranteil in der Größenordnung von etwa 80–95 %. Unter diesen Voraussetzungen hätte der Brennstoff einen Heizwert 0 kJ/kg.

Dieser Brennstoff wird nun in einem Kraftwerksprozess eingesetzt, bei dem vor der eigentlichen Verbrennung ein Trocknungsprozess integriert ist, bei dem das Brennstoffwasser flüssig an die Umgebung abgegeben wird. Die Energie des dann getrockneten Brennstoffs könnte in einem Dampfkraftwerksprozess in elektrischen Strom gewandelt werden. Der Wert des Wirkungsgrads mit Bezug auf den Heizwert würde für diesen Prozess zu unendlich großen Werten streben, da dem Nutzen des Prozesses scheinbar kein energetischer Aufwand entgegensteht. Demgegenüber bleibt der Wert des Wirkungsgrads mit Bezug auf den Brennwert in endlichen Grenzen.

Ausgehend von diesem Gedankenexperiment ist abzuleiten, dass der heizwertbezogene elektrische Wirkungsgrad unter Umständen zu verzerrten Interpretationen der thermodynamischen Güte bei Vergleichen von Kraftwerkstechnologien mit verschiedenen Einsatzbrennstoffen führen kann. Dies ist vor allem dann relevant, wenn besonders feuchte Brennstoffe zusammen mit Vortrocknungsverfahren oder Rauchgaswärmenutzungssystemen zum Einsatz kommen, welche Teile des Brennstoffwassers im flüssigen Aggregatzustand über die Bilanzgrenze hinweg an die Umgebung abgeben. Beispielsweise ist eine dieser Techniken, die auch in dieser Arbeit untersucht wird, die Dampfwirbelschichttrocknung von Braunkohle mit Abwärmenutzung zur Beheizung der Wirbelschicht mit Hilfe einer Brüdenverdichtung.

Durch die Angabe brennwertbezogener Wirkungsgrade kann die Vergleichbarkeit verschiedenster Technologien verbessert werden. Aus diesem Grund wurde sie in die

Ergebnisdarstellung dieser Arbeit aufgenommen. Zu Vergleichszwecken mit anderen Arbeiten wird auch die übliche Darstellung mit Bezug auf den Heizwert beibehalten.

Das folgende Beispiel der Verbrennungsluftansaugung aus dem Kesselhaus bei Dampfkraftwerken soll dazu dienen, die Definitionsunterschiede des elektrischen Wirkungsgrads mit oder ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmen von Luft und Brennstoff und deren mögliche Auswirkung auf die Ergebnisinterpretation genauer zu veranschaulichen. Hierzu soll eine Beschränkung auf die Nettoleistung und den Heizwertbezug nach Gleichungen (3.18) und (3.20) aus Tabelle 3.5 ausreichen.

Wie zur Festlegung der Bilanzgrenze in Teilkapitel 3.1 bereits kurz erwähnt, kann bei Dampfkraftwerken die Luftansaugung aus dem Kesselhaus bei höheren Temperaturen als der Umgebungstemperatur erfolgen. Dies ist durch die Wärmeverluste des Dampferzeugers und der im Kesselhaus befindlichen Rohrleitungen und Aggregate begründet.⁴⁸ Aus Abbildung 3.20 geht hervor, dass die dem Prozess auf diese Weise zugeführten Wärmen einen nicht zu vernachlässigbaren Einfluss auf das zahlenmäßige Ergebnis des elektrischen Wirkungsgrads haben. Im Prozess wird mit steigender Temperatur der Verbrennungsluftansaugung der dampfbeheizte Luftvorwärmer weniger beaufschlagt, um die gleiche Lufttemperatur vor Regenerativ-Luftvorwärmer zu erhalten. Diese ist zur Einstellung der mittleren Kaltendtemperatur am Regenerativ-Luftvorwärmer zur Vermeidung bzw. Verminderung der Effekte von Taupunktunterschreitungen an den kalten Oberflächen der Regeneratormasse (üblicherweise Blechpakete) erforderlich. Der dadurch zusätzlich in der ND-Dampfturbine zur Verfügung stehende Massenstrom ist der Hauptgrund für die Wirkungsgradveränderungen, wie sie in Abbildung 3.20 am Beispiel des mit Braunkohle befeuerten Dampfkraftwerks gezeigt wird. Das Ergebnis für den Basisprozess des mit Steinkohle befeuerten Dampfkraftwerks ist der Vollständigkeit halber im Anhang A.8 der Arbeit beigelegt.

Je nach verwendeter Definition kann mit zunehmender Temperatur der angesaugten Verbrennungsluft der Wirkungsgradwert fallen oder steigen. Wird der Wirkungsgrad η_{uVDI} nach dem Vorgehen gemäß VDI-Richtlinie 3986 so gebildet, dass die Temperatur der aus dem Kesselhaus angesaugten Luft zur Berechnung herangezogen wird, fällt der Wirkungsgrad mit steigender Temperatur, da die sensible Wärme als zusätzlicher Aufwand gewertet wird. Tatsächlich ist jedoch die Rückgewinnung der Wärmeverluste der Anlage von thermodynamischem Vorteil, da eine Brennstoffersparnis und somit Primärenergieersparnis erzielt wird. Dies erklärt auch die Anwendung dieser Maßnahme in der Praxis.

⁴⁸ Die Wärmeverluste des Dampferzeugers werden nach Gleichung (3.9) in Abschnitt 3.3.3 modelliert.

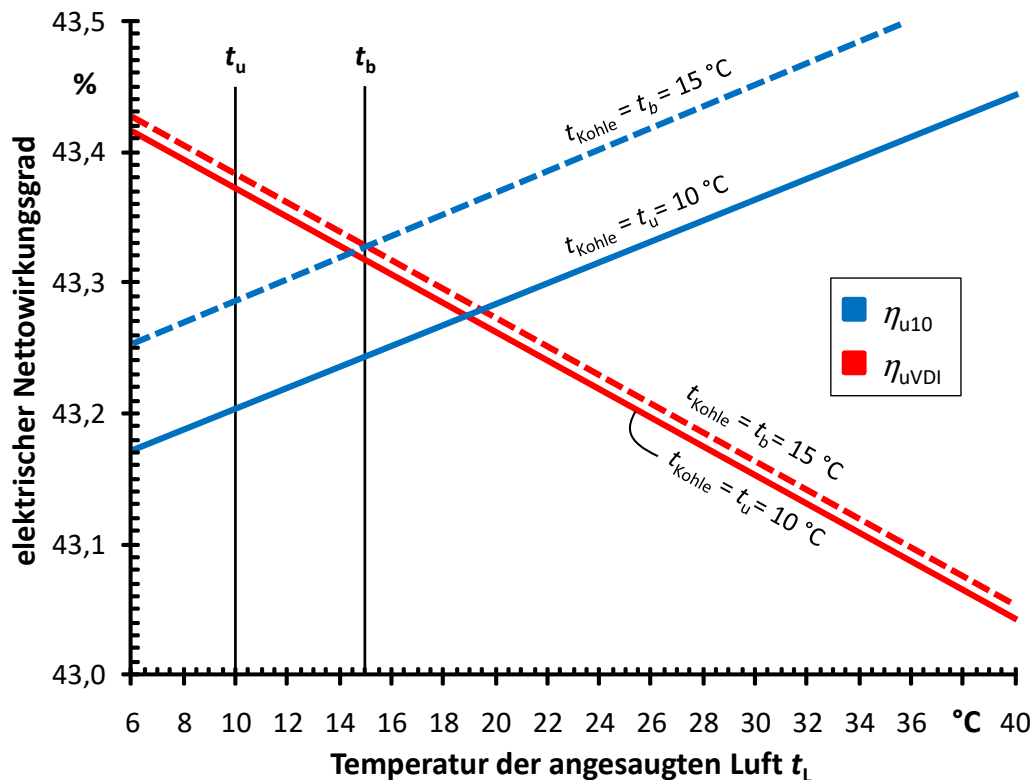


Abbildung 3.20: Abhängigkeit der elektrischen Nettowirkungsgrade η_{u10} (Gl. (3.18)) und η_{uVDI} (Gl. (3.20)) von der Temperatur der angesaugten Luft und von unterschiedlichen Brennstofftemperaturen am Beispiel des Braunkohlekraftwerks mit 600 °C Frischdampf­temperatur. Für die Bestimmung von η_{uVDI} wird die Temperatur der angesaugten Luft für t_L in Gl. (3.16) eingesetzt und mit der üblichen Bezugstemperatur von $t_b = 15^\circ\text{C}$ gerechnet. Umgebungstemperatur 10 °C, Luftzusammensetzung gemäß den definierten Umgebungsbedingungen (vgl. Tabelle 3.1), d. h. konstante absolute Luftfeuchtigkeit.

Würde diese Wirkungsgraddefinition zur Prozessoptimierung verwendet, würde diese Art der Luftansaugung als prozessverschlechternde Maßnahme gewertet. Die Wirkungsgradbestimmung η_{u10} ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmeströme spiegelt dieses Verhalten besser wider.

Bei den braunkohlebefeuelten Dampfkraftwerken, welche mit konventioneller Mahltrocknung (vgl. Abschnitt 3.3.1) ausgestattet sind, ergibt sich mit steigender Brennstofftemperatur für beide Wirkungsgraddefinitionen ein steigender Wert. Für den Wirkungsgrad η_{u10} ist dies ein zu erwartendes Ergebnis. Für η_{uVDI} erscheint dies zunächst etwas widersinnig, da sich aufgrund des größeren sensiblen zugeführten Wärmestroms der Nenner in Gleichung (3.20) vergrößert. Offenbar überwiegt jedoch die tatsächliche Prozessverbesserung aufgrund des reduzierten zurückgesaugten Rauchgasmassenstroms zur Durchführung der Mahltrocknung den Einfluss der erhöhten sensiblen Brennstoffwärme. Im Vergleich dazu ergeben sich auch für das mit Steinkohle befeuerte Dampf-

kraftwerk bei Änderung der Brennstofftemperatur wie bei der Änderung der Temperatur der angesaugten Verbrennungsluft entsprechende gegenläufige Aussagen der beiden Wirkungsgraddefinitionen (siehe Anhang A.8). Der Unterschied zum braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerksmodell ergibt sich durch die andere Gestaltung des Mahltrocknungsprozesses und aus der Änderung der Mahltrocknungsbilanz bei höherer Kohleeintrittstemperatur in den Prozess. Zur Einstellung der gleichen Verhältnisse reicht nun eine geringere Primärlufttemperatur aus. Um diese zu erreichen, wird ein größerer Teilstrom des Speisewassers an den HD-Vorwärmern vorbeigeführt und im Primärluftkühler erwärmt. Dies führt zu einer Beeinflussung des gesamten Wasser-/Dampfkreislaufs in Richtung eines geringfügig verringerten thermischen Wirkungsgrads.

Die Wirkungsgraddefinition η_{u10} ist mit derjenigen von η_{uVDI} für den Fall identisch, wenn die Bezugstemperatur der Umgebungstemperatur gleichgesetzt wird ($t_u = t_b = 10\text{ °C}$) und alle dem Prozess zugeführten, die Bilanzgrenzen übertretenden Stoffe bei dieser Umgebungstemperatur bilanziert würden oder wenn bei unterschiedlichen Temperaturen oberhalb und unterhalb der Bezugstemperaturen sich die sensiblen Wärmen des Brennstoffs und der Verbrennungsluft ausgleichen (z. B. bei etwa 19 °C der angesaugten Lufttemperatur und 10 °C Kohletemperatur in Abbildung 3.20).

Schlussendlich zeigen die obigen Ausführungen zur Annahme von unterschiedlichen Verbrennungslufttemperaturen und Kohletemperaturen auf, dass der Wirkungsgraddefinition sehr hohe Aufmerksamkeit geschenkt werden sollte.

Neben den hier dargestellten Abhängigkeiten des zahlenmäßigen Ergebnisses von der Definition des elektrischen Wirkungsgrads bei gleichbleibenden Umgebungsbedingungen, soll an dieser Stelle auf die Abhängigkeit der thermodynamischen Güte des Prozesses bei geänderten Umgebungsbedingungen hingewiesen werden. Steigt z. B. die Umgebungstemperatur an, sodass in Folge ein höherer Druck im Kondensator des Dampfkraftwerksprozesses anliegt, so hat dies nachteilige Auswirkungen auf die thermodynamische Güte des Prozesses. Dies würden alle hier angewendeten Wirkungsgraddefinitionen durch eine Absenkung des Wirkungsgradwertes, jedoch in unterschiedlicher absoluter Größe, wiedergeben.

An dieser Stelle sei noch auf eventuell auftretende Inkonsistenzen bei der energetischen Bilanz in dem Zusammenhang mit der Verbrennungsluftansaugung aus dem Kesselhaus hingewiesen. Bei einer praxistypischen Annahme einer Ansaug-Lufttemperatur von 40 °C gegenüber 10 °C Umgebungslufttemperatur wird dem Prozess sensible Wärme von etwas mehr als 1 % der chemisch gebundenen Brennstoffenergie zugeführt. Abhängig von der eingesetzten Brennstoffart führt die Wärmeverlustabschätzung nach DIN EN 12952-15

[40] (siehe Gl. (3.9) und Tabelle 3.4) für die Komponenten, die der Dampferzeugung zugeordnet sind, bei den in dieser Arbeit betrachteten Dampferzeugern für Kraftwerke der größten Leistungsklasse zu Verlusten durch Strahlung und Leitung in der Größenordnung von 0,2 bis 0,3 % der eingesetzten Brennstoffwärmeleistung ($\dot{m}_B \cdot H_U$). Diese Betrachtung bestätigt, dass die in der Norm angegebene Korrelation die Verhältnisse bei den Dampferzeugern der größten Leistungsklasse nicht ausreichend wiedergibt und die Wärmeverluste tatsächlich größer sind. Der tatsächliche Gesamtwärmeverlust setzt sich aus einer Vielzahl kleiner Beträge von Einzelverlusten zusammen. Beispiele dieser Verluste, sind die Wärmeverluste der Membranwand des Dampferzeugers, der Rohrleitungen und gasführenden Kanäle, der wärmetauschenden Apparate sowie der Mühlen. Weiterhin sind auch die Wandlungsverluste der elektrisch angetriebenen Aggregate wie Frischluftgebläse und Kohlemühlen zu nennen.

Die Abschätzung dieser Einzelverluste gestaltet sich allerdings für die Praxis der Modellierung und Parametrierung ohne genauere Kenntnis der Komponentendimensionen, die erst noch bestimmt werden müssten, als sehr aufwändig. Mit den hier gezeigten Zahlenwerten ist gut abzuschätzen, dass die Vernachlässigung der Wärmeverluste an die direkte Umgebung der Komponenten einen sehr untergeordneten Einfluss auf die Aussagekraft der Simulationsergebnisse bezüglich der Technologievergleichbarkeit haben wird. Daher werden in dieser Arbeit nur die Wärmeverluste des Dampferzeugers nach DIN EN 12852-15 abgeschätzt und berücksichtigt (siehe Abschnitt 3.3.3).

Um die hier aufgezeigte Problematik der Bestimmung und Zuordnung der Wärmeverluste, die zur Erwärmung der Luft des Kesselhauses führen, zu umgehen, wird daher entsprechend der getroffenen Definition der Bilanzgrenze eine reine Außenluftansaugung modelliert. Sämtliche Wärmeverluste durch Strahlung und Konvektion der Komponentenoberflächen gehen somit gedanklich direkt ohne weitere Rückgewinnung an die Umgebung verloren. Diese Modellierung kann als realistisch angesehen werden, da auch in der Praxis des Kraftwerksbetriebes bei geringen Umgebungstemperaturen tatsächlich nur Außenluft und nicht Luft aus dem Kesselhaus angesaugt wird. Somit sind die in Teilkapitel 3.7 genannten Vereinfachungen bzw. Vernachlässigungen im Zusammenspiel mit den hier aufgeführten Überlegungen als durchaus sinnvolle Kombination zu sehen.

3.6.2 Definition der CO₂-spezifischen Ergebnisgrößen

Weiterhin wird bei der Ergebnisdarstellung die CO₂-Menge angegeben, die durch die Umwandlung der betrachteten Primärenergieträger mit Hilfe der jeweiligen Technologie in Nutzenergie (elektrischen Strom) an die Atmosphäre emittiert wird. Dies erfolgt durch die Kenngröße der spezifischen CO₂-Emissionen, die nach Gleichung (3.21) definiert ist

und die emittierte CO₂-Masse mit der erzeugten elektrischen Nettoarbeit ins Verhältnis setzt.

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{emittiert}}}{P_{\text{el, netto}}} = \frac{m_{\text{CO}_2, \text{emittiert}}}{W_{\text{el, netto}}} \quad (3.21)$$

Bei den Prozessen mit CO₂-Abtrennung wird zusätzlich der bei der Energiewandlung insgesamt anfallende CO₂-Strom mit der erzeugten elektrischen Nettoleistung ins Verhältnis gesetzt. Diese Kenngröße wird als spezifische erzeugte CO₂-Menge bezeichnet und ist in Gleichung (3.22) definiert.

$$E_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{erzeugt}}}{P_{\text{el, netto}}} = \frac{m_{\text{CO}_2, \text{erzeugt}}}{W_{\text{el, netto}}} \quad (3.22)$$

Aus der Differenz beider Kenngrößen ϵ_{CO_2} und E_{CO_2} ergibt sich die spezifische CO₂-Masse, die je Einheit erzeugter elektrischer Arbeit gespeichert werden muss, um dauerhaft der Atmosphäre fern gehalten zu werden. Je größer dieser Wert ist, desto größer ist die Inanspruchnahme des zur Verfügung stehenden CO₂-Speichervolumens je erzeugter Energieeinheit elektrischen Stroms.

3.6.3 Zwischenergebnisgrößen

In den Anhängen A.9 und A.10 sind zur Vervollständigung der Dokumentation vor allem aber auch zur Vereinfachung der Nachvollziehbarkeit der durchgeführten Arbeiten Zwischenergebnisgrößen tabellarisch angegeben. Diese zeigen Parameterwerte, die implizit durch das gewählte Vorgehen definiert wurden, direkt auf. Auf diese Weise wird die Einschätzung im Abgleich mit Erfahrungswerten oder die Reproduzierbarkeit der durchgeführten Modellierungen und Simulationen vereinfacht.

Für die dampfkraftwerksbasierten Simulationen sind dies:

1. die Anzapfdrucke, die sich aus den Optimierungssimulationen des elektrischen Nettowirkungsgrads nach Abschnitt 3.2.1 ergeben,
2. die mit Hilfe der sich einstellenden Volumenströme bestimmten isentropen Wirkungsgrade der Teildampfturbinen, vgl. Abschnitt 3.3.9,
3. die Dampfmasse am Austritt der ND-Dampfturbine vor Dissipation der Austrittsverluste, da diese relevant zur Einschätzung des Erosionsverschleißes durch die Dampftropfen ist,

4. der spezifische Wärmeverbrauch der Dampfturbine als Quotient der vom Rauchgas an den Wasser-/Dampfkreislauf übertragenen Nutzwärmeleistung des Dampferzeugers und der elektrischen Bruttoleistung; dieser beschreibt die Effizienz des Wasser-/Dampfkreislaufs,
5. die mechanische Wellenleistung der Speisewasserpumpen-Antriebsturbine,
6. die Kondensatunterkühlung am Eintritt des Speisewasserbehälters. Ist diese zu klein ($< 5\text{--}20\text{ K}$ [222], siehe auch zusätzlich z. B. [223, 224]), ist die Entgasung des Speisewassers im Speisewasserbehälter in der üblichen Konfiguration nicht mehr gewährleistet. Bei Prozessen mit hohem Wärmeanfall auf geringerem Temperaturniveau kann dadurch die Wärmerückintegration in die Kondensatstrecke begrenzt sein.
7. die Dampftemperatur der kalten Zwischenüberhitzung am Austritt der HD-Turbine.
8. die Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumendes (vgl. Abschnitt 3.3.3),
9. die kleinste rauchgasseitige Grädigkeit am Economiser, die als Kenngröße für die spezifische Heizflächengröße dient,
10. der Brennstoffumsatz als Verhältnis der tatsächlich durch Verbrennung freigesetzten Energie zu freigesetzter Energie unter Annahme vollständiger Verbrennung, der sich aus der Vorgabe des Unverbrannten in der Asche ergibt,
11. das globale Verbrennungssauerstoffverhältnis (vgl. Abschnitt 3.2.2, Berechnung nach Tabelle A.3 im Anhang A.5, Gleichung rechts unten, ohne Berücksichtigung von Falsch- oder Sperrluft),
12. die Rauchgasrückführungsrate der insgesamt rückgeführten Rauchgase sowie des Sekundärgases, die auf den Massenstrom vor Abzweig (vgl. Gleichung (3.3)) ohne Berücksichtigung von Falschlufte oder Leckagegasströmen bezogen ist,
13. das Massenverhältnis zwischen Primär- und Sekundärgas, wobei der Massenstrom des Primärgases vor Mühle und der des Sekundärgases direkt vor Brenner-eintritt herangezogen wird,
14. die Primärgastemperatur vor Mahltrocknung, d. h. vor Mühleneintritt, welche für die Beurteilung des Mahltrocknungsvorgangs relevant ist,
15. die adiabate Verbrennungstemperatur, die ohne Berücksichtigung von Dissipationsreaktionen bestimmt wird und als Indikatorgröße der Verbrennungs- und Wärmeübertragungsbedingungen im Dampferzeuger dient (vgl. Abschnitt 3.3.3),

16. die volumenbezogene CO₂- und O₂-Konzentration im trockenen Rauchgas vor Abgabe in die Umgebung, sowie die O₂-Konzentration vor Economiser zur Beurteilung der Luftleckagen im Luftvorwärmer. Darüber hinaus erfolgt die Angabe der betriebsfeuchten O₂-Volumenkonzentrationen des Sekundär- und Primärgases vor Verbrennung zur weiteren Einschätzung der Verbrennungsverhältnisse.
17. die Temperatur des Rauchgases am Austritt der Rauchgasentschwefelungsanlage,
18. die eingekoppelten Wärmemengen in die Kondensat- und Speisewasserstrecke durch Wärmeintegration als Anteil der dem Prozess zugeführten chemischen Brennstoffenergie als Heizwert bei 10 °C Referenztemperatur und
19. die fünf größten elektrischen Eigenbedarfsverbrauchergruppen und ihre elektrische Eigenbedarfsleistung.

Für die Simulationen der GuD-Kraftwerksprozesse werden neben den Punkten 2 bis 4 der vorangegangenen Liste folgende Zwischenergebnisgrößen aufgeführt:

1. die Dampftemperaturen nach den letzten Überhitzerstufen des Abhitze-Dampferzeugers für den Frischdampf, den zwischenüberhitzten Dampf, den Dampf der Mitteldruck- sowie der Niederdruckstufe,
2. die Dampfdrücke nach Abhitze-Dampferzeuger für den zwischenüberhitzten Dampf und den überhitzten Dampf der Niederdruckstufe,
3. die Abgastemperatur am Austritt des Abhitze-Dampferzeugers,
4. der vereinfachte Wirkungsgrad des Abhitze-Dampferzeugers als Quotient der im Abhitze-Dampferzeuger vom Gasturbinenabgas abgegebenen Wärmeleistung und dem Enthalpiestrom des Abgases nach Gasturbine (bezogen auf den Nullpunkt der Stoffwertefunktion),
5. die volumenbezogene CO₂- und O₂-Konzentration im trockenen Abgas der Gasturbine,
6. die Dampfmassenströme am Eintritt in die HD-, MD- und ND-Teildampfturbinen,
7. die Temperaturen der Dampfmassenströme am Austritt der HD- und MD-Dampfturbinen,
8. die elektrische Bruttoleistung der Dampfturbine und
9. die drei größten Verursacher des elektrischen Eigenbedarfs und deren Leistungen.

3.7 Vorgenommene Vereinfachungen bei der Modellierung

Die im realen Kraftwerksprozess auftretenden Effekte und verwirklichten Details der Prozessführung, die bei der Modellierung nicht berücksichtigt werden, bedeuten Vereinfachungen. Die Zulässigkeit dieser Vereinfachungen ist von dem Zweck der Untersuchung und der quantitativen Beeinflussung der Zielgröße abhängig (vgl. Teilkapitel 2.1). Es ist

offensichtlich, dass der Einfluss von vernachlässigten Effekten und u. U. damit im Zusammenhang stehenden Prozessdetails mit einem solchen vereinfachten Modell nicht untersuchbar ist. Ist der Zweck der Modellierung nicht die Untersuchung des Einflusses der Vereinfachung auf die Zielgröße (z. B. der Wirkungsgrad) selbst, sondern – wie in dieser Arbeit – der Technologievergleich, so sollte im Idealfall die quantitative Beeinflussung der Zielgröße durch die Vereinfachung geklärt werden. Die Quantifizierung kann durch Abschätzung erfolgen, besser jedoch durch eine vergleichende Modellierung und Simulation. Letztere Vorgehensweise wurde für einige vorgenommene Vereinfachungen bei den Modellen dieser Arbeit durchgeführt. Die Vereinfachungen führen dann zu einem gültigen Modell im Sinne des Untersuchungszwecks, wenn sie von untergeordneter Bedeutung für die Ergebnisgrößen vor allem aber für die zusammenfassenden Zielergebnisgrößen sind. Zumindest sollte sichergestellt sein, dass die zu erzielenden Aussagen auf Grundlage der Simulationsergebnisse nicht gefährdet werden.

Mehrere Vereinfachungen können sich gegenseitig so beeinflussen, dass sich die Auswirkungen auf die Ergebnisgrößen verstärken, vermindern oder gar aufheben. Letzterer Fall ist vor allem dann zu bevorzugen, wenn mindestens einer der involvierten Effekte schwer zu parametrieren ist, weil z. B. eine mangelnde Datenbasis oder Wissenslage vorliegt.

Weiterhin muss zwischen beabsichtigten und unbeabsichtigten Vereinfachungen unterschieden werden. Letztere können aufgrund eines Versehens oder aus Unkenntnis der Zusammenhänge bestimmter Effekte auftreten. In der folgenden Aufzählung wird dargestellt, welche wichtigen Vereinfachungen bzw. Vernachlässigungen zur Begrenzung des Modellierungs- und Simulationsaufwands oder aus Gründen der untergeordneten Ergebnisrelevanz des Effekts im Rahmen dieser Arbeit bewusst vorgenommen bzw. in Kauf genommen werden:

Allgemeine Vereinfachungen und Vernachlässigungen:

- Mehrsträngigkeit wird nicht vollständig abgebildet (bei korrekter Parametrierung gibt es hier keinen Ergebniseinfluss)
- Wärmeverluste über die Bauteilgrenzen bleiben unberücksichtigt (Ausnahmen: Dampferzeuger und Mühlen)
- diskontinuierliche Vorgänge wie z. B. Rußblasen, Nassentschlackung, Kondensatreinigung, Reclaiming des nasschemischen Absorptionsmittels bei der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung bleiben unberücksichtigt (Ausnahme: Molsiebregeneration der kryogenen Luftzerlegungsanlage, Annahme als kontinuierlicher Prozess)
- Wasserströme zur Abschlammung werden nicht berücksichtigt

Brennstoffaufbereitung:

Vereinfachungen:

- vollständige Dissipation der mechanischen Mühlenantriebsleistung zu Wärme, die ausschließlich zur Brennstofferwärmung führt
- identische Temperaturen von Brennstoff und Trocknungsgas am Mühlenaustritt

Verbrennung/Rauchgasreinigung:

Vernachlässigungen:

- Schwefeleinbindung in die Asche (trotz Hinweis aus [225])
- CO- und NO_x-Bildung
- Entstickungsreaktionen bei DeNO_x
- Ascheverflüchtigung
- Luftleckage am Elektrofilter
- Keine Berücksichtigung von Dissoziationsreaktionen bei der Bestimmung der adiabaten Verbrennungstemperatur

Vereinfachung:

- Unterteilung der Verbrennungslüfte ausschließlich in Primär- und Sekundärgasstrom, mit der Definition, dass das Primärgas dasjenige ist, welches am Kohlenstaubtransport beteiligt ist

Dampferzeuger:

Vernachlässigungen:

- keine Berücksichtigungen von Rußblasevorgängen
- Möglichkeit zur Innenluftansaugung aus dem Kesselhaus bleibt ungenutzt

Wasser-/Dampfkreislauf und Dampfturbine:

Vernachlässigungen:

- gezielte Entwässerung bzw. der Entwässerungseffekte an Anzapfungen
- Dichtdampfsystem inklusive Stopfbuchsdampfkondensator
- Druckrückgewinnung durch Dampfdiffusor am Turbinenaustritt
- Druckverluste im Kondensatorhals
- unbeabsichtigte Kondensatunterkühlung (am Hauptkondensator oder den dampf-beheizten Kondensat- bzw. Speisewasservorwärmern ohne Nachkühler)
- ggf. in Betrieb befindliche Evakuierungseinrichtungen, um Inertgase aus dem Kondensator abzuführen

- bei der Entgasung im Speisewasserbehälter entstehende Brüden und deren Kondensation
- Abzug nicht kondensierbarer Gase in Vorwärmern oder im Hauptkondensator

Vereinfachungen:

- symmetrische Anzapfungen an der Dampfturbine, d. h. gleiche Anzapfpunkte an jeder Dampfturbinenflut bei mehrflutiger Ausführung
- ggf. sinnvollere serielle Hauptkondensatorschaltung
- reine Gegenstromführung von Heizmedium und Kondensat bzw. Speisewasser bei Vorwärmern und Nachkühlern (siehe Abschnitt 3.3.10)

Gasturbinenanlagen:

Da bei dem gewählten Modellierungsansatz im Gasturbinenanlagenwirkungsgrad enthalten, erfolgt eine Vernachlässigung der gesonderten Modellierung von:

- der kinetischen Energie der Strömung am Austritt der Gasturbine
- Diffusoren

Sonstige Vernachlässigungen:

- Leckageströme und deren Effekte bei Verdichtern
- evtl. benötigte Sperrwasserströme für Pumpen, welche im Unterdruckbereich arbeiten
- Abzug nicht kondensierbarer Gase bei sonstigen Prozessen (z. B. kryogene Luftzerlegungsanlage, Dampfwirbelschichttrocknungsanlage)
- Lösung von CO₂ oder anderen Spezies in den Kondensaten der Zwischenkühler bei Verdichtern
- zugeführte Wärmemengen durch Falsch- und Sperrluft für die Wirkungsgradbestimmung von η_{uVDI} nach VDI 3986

4 Durchgeführte Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse und die ihnen zugrundeliegenden Modelle beschrieben. Zunächst werden die Basismodelle, deren Parametrierung und die Simulationsergebnisse der kohlebefeuernden Dampfkraftwerke nach dem aktuellen Stand der Technik mit Frischdampf- bzw. Zwischenüberhitzerdampftemperaturen von 600 bzw. 620 °C und einem Frischdampfdruck von 285 bar beschrieben. Anschließend werden die Untersuchungen zu den wirkungsgradsteigernden Maßnahmen vorgestellt. Zum einen wird die Vortrocknung der Rohbraunkohle mit Hilfe der atmosphärischen Dampf-wirbelschichttrocknung mit Brüdenverdichtung (aDWST-BV) zur Wirbelschichtbeheizung, ausgehend vom Basisprozess, untersucht. Zum anderen wird für beide Brennstoffe, Braun- und Steinkohle, das Anheben der Frischdampf- bzw. Zwischenüberhitzerdampftemperaturen auf 700 bzw. 720 °C und des Frischdampfdrucks auf 350 bar sowie die damit notwendigen Gesamtprozessänderungen simuliert. Darauf folgen die Prozesse mit CO₂-Abtrennung nach dem Post-Combustion- und dem Oxyfuel-Verfahren. Bei letzterem wird die Sauerstoffbereitstellung sowohl durch kryogene Luftzerlegung als auch die Luftzerlegung mit Hilfe von Hochtemperaturmembranen in zwei Varianten betrachtet (siehe Abschnitt 3.3.12). Im Bereich der erdgasbefeuernden GuD-Kraftwerke werden Gasturbinenmodelle der F-Klasse verschiedener Hersteller sowie der Entwicklungsfortschritt durch Einführung der H-Klasse am Beispiel des Herstellers Siemens untersucht.

Zur nachvollziehbaren Dokumentation der Simulationsergebnisse sind gemäß Abbildung 2.3 nach den Randbedingungen und Bilanzgrenzen, den Komponenten- sowie Stoffwertmodellen in Kapitel 3 nun noch die jeweils verwendete Gesamtprozessgestaltung (Prozessstopologie) sowie die eingesetzten Parameterwerte darzulegen. Der Dokumentationsumfang zielt nicht nur auf die Gewährleistung der Nachvollziehbarkeit ab, sondern soll auch die Wiederholbarkeit⁴⁹ der Simulationen ermöglichen. Auf ausführliche Beschreibungen der jeweils grundlegenden technologiespezifischen prozess- und anlagentechnischen Zusammenhänge und Gestaltungsgesichtspunkte der Gesamtprozesse wird verzichtet. Stattdessen werden entsprechende Literaturhinweise gegeben.

An dieser Stelle ist nochmals hervorzuheben, dass nicht die Weiterentwicklung bzw. Optimierung oder die Betrachtung des Wirkungsgradpotenzials einer einzelnen Technologie, sondern vielmehr die möglichst objektive Gegenüberstellung verschiedener Kraftwerkstechnologien Ziel dieser Arbeit ist. Daher wird den Untersuchungen eine Prozessstopologie zugrunde gelegt, deren Integrationsgrad gegenüber einer hochoptimierten

⁴⁹ Siehe zur Definition der Begriffe Wiederholbarkeit und Nachvollziehbarkeit Anhang A.1.

Variante als nicht zu hoch einzustufen ist. Gegenüber einer Variante mit minimaler Komplexität, also der einfachsten Schaltung, die zur technisch/physikalischen Realisierung des Kraftwerkskonzepts notwendig ist, werden z. B. nur solche Wärmerückgewinnungskonzepte modelliert, die einen deutlich positiven Effekt auf den Wirkungsgrad haben und gleichzeitig den Grad der Komplexität nicht im Übermaß steigern. Ergänzend sei für Untersuchungen dieser Art exemplarisch auf [226–228] am Beispiel der Post-Combustion-CO₂-Abtrennung hingewiesen. Außerdem werden in dieser Arbeit, sofern möglich, direkt vergleichbare Wärmerückgewinnungssysteme modelliert. Auf diese Weise wird versucht, nur wirtschaftlich sinnvolle Varianten zu berücksichtigen.

Sämtliche Untersuchungen werden unter der Annahme einer Neubauanlage auf der grünen Wiese (Greenfield) im Großmaßstab ausschließlich für den Nennbetrieb dieser Anlage durchgeführt. Für die kohlebefeueten Anlagen werden trockenentaschte Dampferzeuger in Turmbauweise der größten ausgeführten Leistungsklasse zugrunde gelegt. Im Fall der Prozesse mit CO₂-Abtrennung erfolgt die Betrachtung möglicher Anlagenkonzepte, die auf den Abtrennungsbetrieb ausgelegt sind. Es wird also eine Auslegung angenommen, die von einem ausschließlichen Betrieb mit CO₂-Abtrennung ausgeht. Für die vergleichenden Untersuchungen wird bei allen Dampfkraftwerksprozessen die gleiche Bruttoleistung von 1100 MW zugrunde gelegt (vgl. Abschnitt 2.3.1). Zur verbesserten Einschätzung der mit dieser Festlegung einhergehenden Unterschiede wird neben der erzielten elektrischen Nettoleistung jeweils noch der benötigte Brennstoffmassenstrom sowie der erzeugte Frischdampfmassenstrom in der Simulationsergebnisdarstellung aufgeführt. Trotz seiner mangelnden Eignung für Technologievergleiche (siehe Abschnitt 2.3.1) wird der Frischdampfmassenstrom angegeben, da er in der Praxis zur Beschreibung der Dampferzeugergröße bei gegebenen Dampfparametern genutzt wird und so einen einfachen Vergleich zu anderen Simulationsarbeiten oder real ausgeführten Anlagen ermöglicht.

Sämtliche zur Simulation benötigten Parameterwerte werden in Tabellenform aufgeführt. Für alle Abwandlungen der untersuchten Technologien werden jeweils nur die notwendigen Parameteränderungen und zusätzlich benötigte Parameter gegenüber dem Ausgangsprozess angegeben.

Werden gegenüber dem Basismodell des Dampfkraftwerksprozesses Anzapfungen geschlossen, so wird die Modellierung der Dampfturbine dennoch durch dieselbe Einteilung in fiktive Stufengruppen mit den gleichen Druckverhältnissen wie bei der Entspannung

im Basismodell durchgeführt. Auf diese Weise werden die in Abschnitt 3.3.8 beschriebenen Probleme der Vergleichbarkeit bezüglich der Aussagekraft des bei den Dampfturbinen zur Anwendung kommenden isentropen Wirkungsgradmodells vermieden.

An dieser Stelle ist außerdem zu erwähnen, dass die aus den Simulationen erhaltenen Wirkungsgrade in den Ergebnistabellen auf die zweite Dezimalstelle gerundet angegeben werden. Dies darf nicht mit einer erhöhten Genauigkeit der Untersuchungsergebnisse in Bezug auf mögliche reale Anlagenausführungen verwechselt werden. Vielmehr soll diese Genauigkeit die praktische Wiederholbarkeit der Simulationen vereinfachen.

Tatsächlich führt die Unsicherheit der zugrunde liegenden Parameterannahmen insbesondere für jene Schlüsseltechnologien, die als mögliche Entwicklungen der Zukunft anzusehen sind, zu Wirkungsgraddifferenzen von mindestens mehreren zehntel Prozentpunkten. Insbesondere gilt dies bei den Druckverlusten der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsverfahren zur Sauerstoffbereitstellung für den Oxyfuel-Kraftwerksprozess.

4.1 Basismodelle Dampfkraftwerke

Die Technologie zur Verstromung von Kohle nach dem neuesten realisierten Stand der Technik stellt das Dampfkraftwerk mit Frischdampftemperaturen auf dem Niveau von 600 °C dar. Für generelle Beschreibungen der grundlegenden thermodynamischen Zusammenhänge dieses Prozesses und die anlagentechnischen Umsetzungsmöglichkeiten sei auf die Standardliteratur der Kraftwerkstechnik verwiesen (z. B.: [70, 85, 113, 167, 168, 229]). Die Auswahl der zugrunde gelegten Prozessschaltung ist bereits in Teilkapitel 3.2 beschrieben. Anders als in den vereinfachten Prozessschaltbildern der nachfolgenden Abschnitte abgebildet, wird bei den Simulationen jeweils von vier Abdampfströmen der Niederdruck-Dampfturbine, also zwei doppelströmige ND-Maschinen, ausgegangen. Mit Ausnahme des Dampfkraftwerks mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung gilt dies für alle dampfkraftprozessbasierten Kraftwerksmodelle. Auch die Speisewasserpumpen-Antriebsturbine (SPAT) wird als doppelströmige Maschine parametrisiert.

4.1.1 Steinkohlebefeuetes Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik

Die Parametrierung des Simulationsmodells des steinkohlebefeueten Basisdampfkraftwerks ist in Tabelle 4.1 aufgeführt und gilt als Ausgangsbasis für alle weiteren untersuchten Dampfkraftwerksprozesse.

Die Ergebnisse der Simulationen des steinkohlebefeueten Dampfkraftwerks auf Basis der 600-°C-Technologie nach Abbildung 4.1 mit den Parametern aus Tabelle 4.1 sind gemäß den Ausführungen in Teilkapitel 3.6 in Tabelle 4.2 dargestellt.

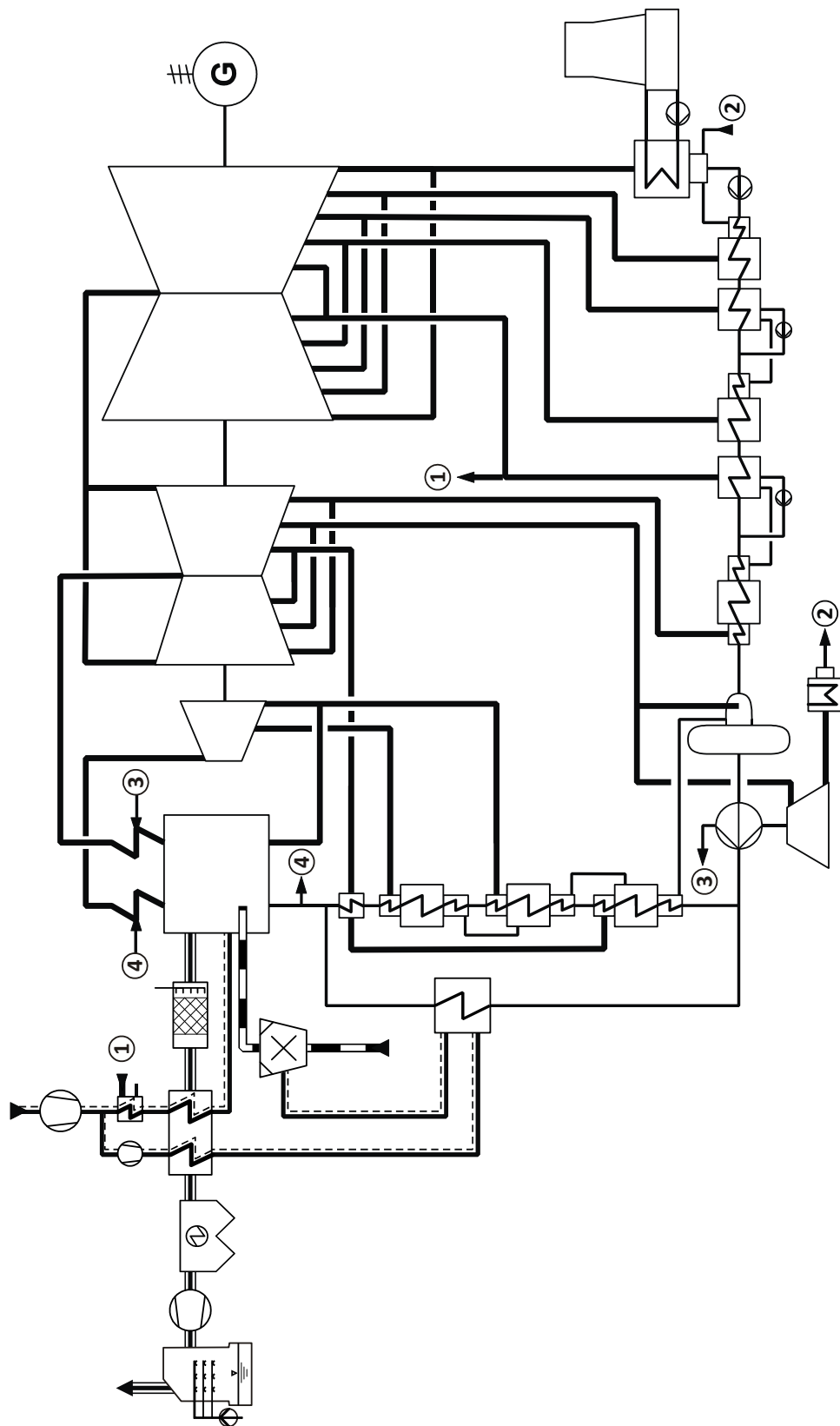


Abbildung 4.1: Prozessschaltbild zur Modellierung des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks mit Dampfparametern der 600-°C- sowie der 700-°C-Technologie

Tabelle 4.1: Parameter für die Simulation des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks der 600-°C-Technologie nach dem Prozessschaltbild aus Abbildung 4.1

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
1	elektrische Bruttoleistung	1100	MW	
2	Frischdampf Temperatur	600	°C	am Dampferzeugeraustritt
3	Frischdampfdruck	285	bar	am Dampferzeugeraustritt
4	ZÜ-Dampf Temperatur	620	°C	am Dampferzeugeraustritt
5	Speisewasserendtemperatur	300	°C	nach letztem Vorwärmer
6	Kondensatordruck	40	mbar	
7	ZÜ-Einspritzwassermassenstrom	1	%	des Frischdampfmassenstroms zur Temperaturregelung
8	HD-Einspritzwassermassenstrom	6	%	des Frischdampfmassenstroms zur Temperaturregelung
9	Druckverlust Frischdampfleitung	10	bar	von Dampferzeugeraustritt bis Turbineneintritt
10	Druckverlust heiße ZÜ-Dampfleitung	1	bar	von Dampferzeugeraustritt bis Turbineneintritt
11	Druckverlust kalte ZÜ-Dampfleitung	1	bar	von Austritt HD-Dampfturbine bis Dampferzeuger
12	Druckverlust ZÜ-Heizflächen	2	bar	von Dampferzeugereintritt bis -austritt
13	Druckverlust Dampferzeuger, Hochdruckseite	26	bar	von Speisewassereintritt bis Frischdampfaustritt
14	Druckverlust Überströmleitung MD-/ND-Dampfturbine	1	%	des Drucks am Austritt der MD-Dampfturbine
15	Druckverlust Anzapfleitungen	3	%	des Drucks an der Turbine
16	Austrittsverlust der ND-Dampfturbine	30	kJ/kg	kinetischer Strömungsanteil an den letzten ND-Stufe
17	mechanischer Wirkungsgrad Dampfturbinenwellenanlage	99,8	%	
18	mech. Wirkungsgrad Pumpen	99,5	%	
19	mech. Wirkungsgrad Gebläse	99,5	%	
20	mech. Wirkungsgrad elektrische Antriebe	99,8	%	
21	elektrischer Wirkungsgrad von elektrischen Antrieben (allgemein)	97,0	%	

Fortsetzung Tabelle 4.1 Teil 1 von 3

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
22	elektrischer Wirkungsgrad Generator	98,7	%	
23	Trafo-Verlust	0,35	%	der elektrischen Leistung an der Generator клемме
24	sonstiger elektrischer Eigenbedarf	0,35	%	der elektrischen Leistung an der Generator клемме
25	elektrischer Eigenbedarf der Bekohlung	0,175	%	der Brennstoffwärmeleistung als elektrische Leistung
26	isentropen Wirkungsgrad Kühlwasserpumpen und Kondensatpumpen	80,0	%	
27	isentropen Wirkungsgrad Kesselspeisepumpe	82,5	%	
28	Grädigkeit Turbinen-Kondensatoren	3	K	
29	Grädigkeit der Kondensationszone sämtlicher regenerativer Speisewasservorwärmer	2,5	K	Parametrierung siehe Abschnitt 3.3.10
30	untere Grädigkeit der Unterkühlerzone	6	K	der regenerativen Speisewasservorwärmer
31	Trennzone der gezielten Enthitzung bei regenerativen Speisewasservorwärmern	20	K	Parametrierung siehe Abschnitt 3.3.10
32	untere Grädigkeit externer Enthitzer	15	K	vorgelagerter Enthitzer von Vorwärmer Nr. 7, Temperaturdifferenz zwischen Speisewasser und Dampf
33	Druckverlust Speisewasservorw. (HD-VW)	2	bar	je Vorwärmer
34	Druckverlust Kondensatvorwärmer (ND-VW)	0,5	bar	je Vorwärmer
35	Druckverlust Speisewasserbehälter	0,25	bar	für Heizdampf, bedingt durch Wasserstand
36	Speisewassererwärmung im Economiser	30	K	
37	Kühlwassertemperatur	16	°C	Kaltwasser, siehe Abschnitt 3.3.12
38	Druckverlust Kühlwassersystem	3	bar	Rohrleitungen, Kondensator, geod. Höhe (Kühlturmeinb.)
39	Druckverlust Luftansaugsystem	5	mbar	
40	Druckverlust Dampfluftvorwärmer	5	mbar	
41	Druckverlust Luftvorwärmer	10	mbar	alle Strömungswege; Primär-, Sekundärluft und Rauchgas

Fortsetzung Tabelle 4.1 Teil 2 von 3

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
42	Druckverlust Mühlenluftkühler (Luftseite)	5	mbar	Wärmenutzung zur Speisewassererwärmung auf 300 °C, (entspricht Speisewasserendtemperatur, lfd. Nr. 5)
43	Druckverlust Mühle	100	mbar	inkl. Sichter
44	Brennerdruckverlust Primärluft	25	mbar	
45	Brennerdruckverlust Sekundärluft	25	mbar	
46	rauchgasseitiger Druckverlust Dampferzeuger	3	mbar	Brennkammer und Konvektionszug
47	Druckverlust SCR-DeNO _x	10	mbar	
48	Druckverlust Elektrofiter	10	mbar	
49	Druckverlust REA	30	mbar	15 mbar für Absorber, Rest für sonstige Druckverluste im Rauchgaspfad (z. T. nicht der REA direkt zugeordnet)
50	Überdruck des Rauchgases zur Abgabe an die Umgebung	4,3	mbar	Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung ($\cong 27,78$ m/s, siehe Teilkapitel 3.4)
51	Heißlufttemperatur nach Luftvorwärmer	360	°C	Sekundär- und Primärluft
52	Rauchgastemperatur vor Luftvorwärmer	380	°C	
53	Rauchgastemperatur nach Luftvorwärmer	120	°C	Einstellung über Heizleistung der Kalorifere (Dampf-LuVo)
54	isentropen Wirkungsgrad Frischluft- und Saugzuggebläse	82,5	%	
55	isentropen Wirkungsgrad Primärluftgebläse und sonstige Gebläse	80	%	
56	Falschlufthmenge	4	%	des Rauchgasmassenstroms nach Eco, inkl. Mühlen-Sperrluft (siehe lfd. Nr. 72, vgl. Abschnitt 3.3.1). Zugabe vor Verbrennung.
57	Verdünnungsluftzugabe zur NH ₃ -Eindüsung SCR-DeNO _x	1	%	des Rauchgasmassenstroms nach Economiser, Zugabe nach Economiser, siehe Abschnitt 3.3.4

Fortsetzung Tabelle 4.1 Teil 3 von 3

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
58	Luftvorwärmer-Leckage (von Luftseite auf Rauchgasseite)	5	%	des eintretenden Gesamtluftstroms am kalten Ende des Luftvorwärmers (vgl. Abschnitt 3.3.5)
59	Luftvorwärmer-Leckage (von Primär- nach Sekundärluft)	10	%	der primärluftseitig in den Luftvorwärmer eintretenden Luftmenge am kalten Ende (vgl. Abschnitt 3.3.5)
60	elektrischer Eigenbedarf REA	2,5	Wh/m ³	Rauchgasvolumenstrom im Normzustand, feucht am REA-Eintritt; exkl. Saugzuggebläseleistung, sonst. REA-Parameter s. Abschn. 3.3.7
61	elektrischer Eigenbedarf Elektrofilter	0,15	Wh/m ³	Rauchgasvolumenstrom im Normzustand, feucht am Eintritt des Elektrofilters; exkl. Saugzuggebläseleistung
62	Verbrennungssauerstoffverhältnis	1,15	-	der Feuerung, (vgl. Abschnitt 3.2.2)
63	Rauchgastemperatur am Feuerraumende	1260	°C	am Eintritt in die Konvektionsheizflächen
64	Durchstrahlung	4	%	der DE-Nutzwärmeleistung (vgl. Abschnitt 3.3.3)
65	verbrennlicher Anteil in der Asche	3	%	Massenanteil als reiner Kohlenstoff angenommen
66	Anteil der Trichterasche	10	%	des Gesamtaschemassenstroms
67	Temperatur der Trichterasche	800	°C	(Wärme steht dem Prozess nicht mehr zur Verfügung)
68	elektrischer Eigenbedarf Mühle	9,5	kWh/t	bezogen auf Rohkohle; ohne Primärluftgebläseleistung (vgl. Abschnitt 3.3.1)
69	Mühlenaustrittstemperatur	95	°C	
70	Wassergehalt Kohlenstaub nach Mahltrocknung	1	%	Massenanteil
71	Luft/Kohle-Verhältnis	2	m ³ /kg	Betriebskubikmeter (feucht) je kg Kohlenstaub am Mühlenausritt
72	Sperrluftmassenstrom 4 x 2,5	2,5	kg/s	gehört anteilig zum gesamten Falschlufmassenstrom, der vor der Verbrennung zugegeben wird

Tabelle 4.2: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerks auf Basis der 600-°C-Technologie

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	1050,6 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	47,92 %	45,77 %
Wirkungsgrad η_{u10}	47,81 %	45,66 %
Wirkungsgrad η_{o10}	45,90 %	43,84 %
spezifische CO ₂ -Emissionen	760 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	330,0 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2890,5 t/h	

Zwischenergebnisse und weitere Details des Simulationsergebnisses in Gegenüberstellung mit den übrigen untersuchten Dampfkraftwerksprozessen sind in Tabelle A.4 im Anhang A.9 aufgeführt.

4.1.2 Braunkohlebefeuchtes Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik

In Abbildung 4.2 ist die Prozessschaltung abgebildet, die den aktuellen Stand der Technik zur Verstromung von Braunkohle im Dampfkraftwerk mit Frischdampfparametern der 600-°C-Technologie repräsentiert und die dem entsprechenden Simulationsmodell zugrunde liegt. Die Rauchgaswärmenutzung entspricht dem derzeit zum Einsatz kommenden Konzept aus [60]. Statt dem Primärluftkühler bzw. Mühlenluftkühler zur Erhöhung der LuVo-Beaufschlagung bei dem steinkohlebefeuchten Prozess, wird hier das Rauchgas vor Eintritt in die Rauchgasentschwefelungsanlage durch Aufheizen eines Kondensat-Teilstroms im Teilstromeconomiser abgekühlt (vgl. auch Teilkapitel 3.2).

Mit Ausnahme des Rauchgaswärmenutzungssystems wurden gegenüber dem Modell zur Simulation des steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerks nur die anlagentechnischen Erfordernisse geändert, die beim Einsatz von Rohbraunkohle als Brennstoff notwendig sind. Aufgrund der derzeitigen emissionsrechtlichen Lage entfällt die Entstickungsanlage. Demnach werden die Parameter mit den laufenden Nummern 42, 47 und 57 der Tabelle 4.1 für dieses Modell nicht mehr benötigt. Die gegenüber dem steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerk geänderten und die zusätzlich zur Simulation benötigten Parameter des braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerks mit Frischdampfparametern der 600-°C-Technologie sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

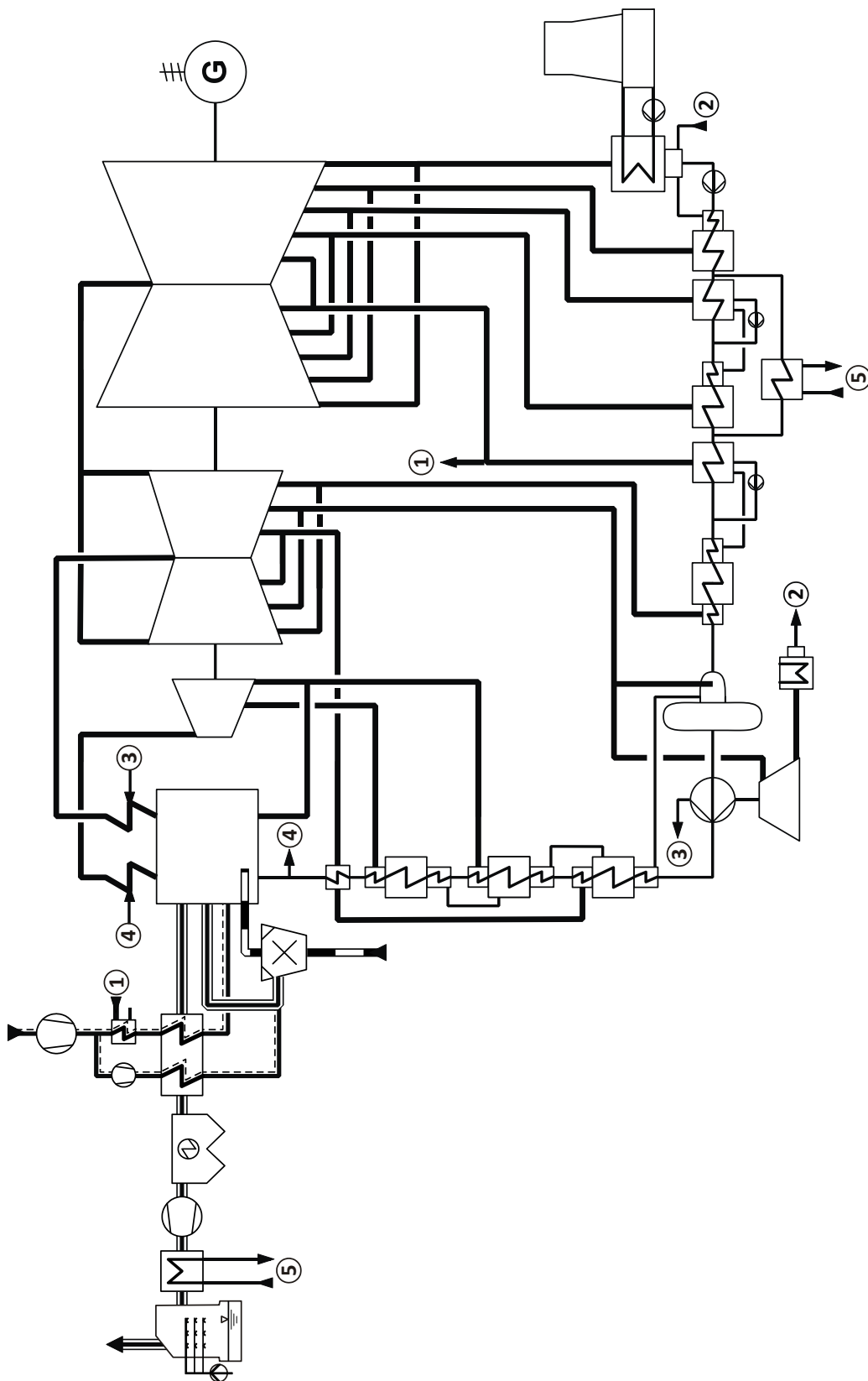


Abbildung 4.2: Prozessschaltbild zur Modellierung des braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerks mit Dampfparametern der 600-°C- sowie der 700-°C-Technologie

Tabelle 4.3: Gegenüber dem steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerksmodell der 600-°C-Technologie (Tabelle 4.1) geänderte und zusätzliche Parameter für die Simulation des braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerks der 600-°C-Technologie nach dem Prozessschaltbild in Abbildung 4.2. Die Parameter aus Tabelle 4.1 mit den laufenden Nummern 42, 47 und 57 entfallen.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
43*	zu überwindender Druckverlust Ventilatormühle	20	mbar	inkl. Rücksaugeschacht, Brenner und -leitungen
50*	Druckverlust zur Abgabe des Rauchgases an die Umgebung ^{a)}	3,8	mbar	Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung ($\triangleq 27,78 \text{ m/s}$, siehe Teilkapitel 3.4)
51*	Heißlufttemperatur nach Luftvorwärmer	330	°C	Sekundär- und Primärluft
52*	Rauchgastemperatur vor Eintritt Luftvorwärmer	350	°C	
53*	Rauchgastemperatur nach Luftvorwärmer	160	°C	Einstellung über Heizleistung der Kalorifere (Dampf-LuVo)
63*	Rauchgastemperatur am Feuerraumende	1050	°C	am Eintritt in die Konvektionsheizflächen
68*	elektrischer Eigenbedarf Mühle	5,5	kWh/t	bezogen auf Rohkohle; ohne Primärluft-Gebläseleistung und ohne Ventilationsleistung der Mühle (vgl. Abschnitt 3.3.1)
69*	Mühlenaustrittstemperatur	160	°C	
70*	Wassergehalt Kohlenstaub nach Mahltrocknung	18	%	Massenanteil
71*	Luft/Kohle-Verhältnis	5	m ³ /kg	Betriebskubikmeter je kg Kohlenstaub am Mühlenaustritt
72*	Falschlufteintritt an den Mühlen ^{b)}	7 x 4	kg/s	gehört anteilig zum gesamten Falschlufmassenstrom, der vor der Verbrennung zugegeben wird
73	Temperatur der zurückgesaugten Rauchgase	1000	°C	am Eintritt in den Rücksaugeschacht, zur Mahltrocknung
74	Mischtemperatur Trocknungsgas	850	°C	vor Mühleneintritt, nach Primärluftzugabe
75	Gebläsewirkungsgrad Schlagradmühle	33	%	isentrop (vgl. auch Abschnitt 3.3.1)
76	Druckverlust Teilstromeconomiser	10	mbar	Rauchgasseite
77	Temperatur Rauchgas nach Teilstromeconomiser	125	°C	vor Eintritt in die REA
78	obere Grädigkeit Teilstromeconomiser	60	K	von Rauchgas zu Kondensat

^{*)} gegenüber der Simulation des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks prozessbedingt geänderte Parameterwerte (vgl. Tabelle 4.1)

^{a)} Änderung gegenüber Tabelle 4.1 ergibt sich aufgrund geänderter Rauchgasdichte

^{b)} gegenüber Tabelle 4.1 Bezeichnung geändert. Auf der Unterdruckseite gibt es eine Luftöffnung zur Kühlung der Mühlenwelle.

Es wird üblichen Auslegungen entsprechend von acht Mühlen ausgegangen, die jeweils einen Brennspiegel bedienen. Jeweils zwei Brennerspiegel sind in einer Seitenwand im Brennkammerbereich des Dampferzeugers angeordnet und feuern tangential auf einen Kreis. Des Weiteren wird unterstellt, dass bis zu sieben Mühlen für den Volllastbetrieb benötigt werden, so dass die achte Mühle ohne Leistungseinschränkung überholt werden kann. Mit den Parametern 43, 51, 68, 69 und 72 bis 74 wird ohne Berücksichtigung der Antriebsleistung des Primärluftgebläses ein gesamter spezifischer elektrischer Eigenbedarf der Mahltrocknung von 11,3 kWh je Tonne Rohkohle berechnet.

In Tabelle 4.4 sind die Ergebnisgrößen dieser Simulation nach Teilkapitel 3.6 wiedergegeben, während detailliertere Zwischenergebnisse in Tabelle A.4 im Anhang A.9 zu finden sind.

Tabelle 4.4: Ergebnisgrößen der Simulation des braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerks auf Basis der 600-°C-Technologie

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	1034,4 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	46,12 %	43,37 %
Wirkungsgrad η_{u10}	45,94 %	43,20 %
Wirkungsgrad η_{o10}	38,25 %	35,97 %
spezifische CO ₂ -Emissionen	951 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	997,6 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2886,6 t/h	

4.2 Wirkungsgradsteigerungsmaßnahmen konventioneller Dampfkraftwerke

Im Weiteren werden die durchgeführten Untersuchungen zu möglichen Wirkungsgradsteigerungsmaßnahmen der konventionellen kohlebefeuerten Dampfkraftwerke beschrieben, welche aufgrund des technologischen Fortschrittes in der nahen Zukunft realisierbar sein könnten, sofern die Leistungsgröße und die elektrische Effizienz die entscheidenden Kriterien für die Auslegungsparameter von Neubauprojekten sein werden.

Zunächst wird die Technik der Braunkohlevortrocknung mit Hilfe einer durch Brüdenverdichtung beheizten atmosphärischen Dampfwirbelschicht für das Dampfkraftwerk mit 600-°C-Technologie betrachtet. Die Brennstoffvortrocknung zur Wirkungsgradsteigerung ist aufgrund der Brennstoffeigenschaften nur für Braunkohle sinnvoll anwendbar.

Anschließend wird für beide Kohlebrennstoffe die Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung durch Steigerung des Frischdampfdrucks auf 350 bar und der Frischdampftemperatur auf 700 °C bzw. der Zwischenüberhitzerdampftemperatur auf 720 °C dargestellt.

4.2.1 Braunkohlebefeuetes Dampfkraftwerk mit integrierter Brennstoffvortrocknung

Aufgrund des hohen Wasseranteils der Braunkohle wird mit der Trocknung des Brennstoffs auf geringem Temperaturniveau mit niederexergetischer Wärme ein Wirkungsgradvorteil gegenüber der konventionellen Mahltrocknung nach dem Stand der Technik mit heißen Rauchgasen, die direkt nach der Brennkammer des Dampferzeugers entnommen werden, erzielt. Die derzeit nach dem Stand der Forschung und Entwicklung dafür favorisierte Technologie ist die Trocknung der zuvor feingemahlenen, grubenfeuchten Rohbraunkohle in einer Wirbelschicht in der Dampfatmosphäre der bei der Trocknung entstehenden Brüden. Die benötigte Wärme kann dabei mit Hilfe von Heizdampf, der dem Kraftwerksprozess entnommen wird, oder durch Verdichtung und Kondensation der bei der Trocknung entstehenden Brüden aufgebracht werden. Ein atmosphärischer Wirbelschichttrockner wird am Kraftwerksstandort Niederaußem bereits in einer Prototypanlage im später geplanten Vollmaßstab erprobt [230]. Die alternative Wirbelschichttrocknung unter erhöhtem Druck befindet sich nach [132] in einer kleineren Versuchsanlage am Standort Schwarze Pumpe in der Erprobung. Neben den Ausführungen in Abschnitt 3.3.2 sei darüber hinaus ergänzend auf die Darstellungen der prozesstechnischen und anlagentechnischen Zusammenhänge in [129–131, 146, 150, 158, 168, 231] verwiesen.

Die Untersuchung im Rahmen dieser Arbeit wird am Beispiel der atmosphärischen Dampfwirbelschichttrocknung mit Brüdenverdichtung zur Beheizung der Wirbelschicht (aDWST-BV) durchgeführt. Das Prozessschaltbild des Gesamtprozesses ist in Abbildung 4.3 wiedergegeben; das des Teilprozesses der Wirbelschichttrocknung in Abbildung 3.5. Die für die Simulation verwendeten Parameter sind in Tabelle 4.5 aufgeführt. Da die Mahltrocknung in den Schlagradmühlen in diesem Kraftwerkskonzept entfällt, werden die Parameter mit den laufenden Nummern 43, 69 und 72–75 aus Tabelle 4.3 nicht mehr benötigt. Zudem wird, wie weiter unten erläutert, die Austrittstemperatur der Rauchgase aus dem Luftvorwärmer nicht mehr fest vorgegeben (Wegfall des Parameter Nr. 53 aus Tabelle 4.1 bzw. Tabelle 4.3).

Bei der gewählten Prozesstopologie wird eine direkte Feuerung des Trockenbraunkohlenstaubs zugrunde gelegt. Somit erfolgt die Verbrennung ohne Zwischenlagerung, für die eine Abkühlung notwendig wäre. Da die warme Trockenbraunkohle hochreaktiv ist, wird sie in diesem Konzept mit entschwefeltem Rauchgas zu den Brennern gefördert, sodass auch der Parameter Nummer 59 aus Tabelle 4.1 entfällt.

Aufgrund des separat abgetrennten Wassers der Trockenbraunkohle würden gleiche Verbrennungsbedingungen wie bei der konventionell getrockneten Braunkohle eine deutliche Steigerung des Temperaturniveaus bei der Verbrennung bedeuten. Die adiabate Verbrennungstemperatur würde steigen. Da der Ascheerweichungspunkt der Braunkohle durch die Dampfwirbelschichttrocknung unverändert bleibt, muss die gleiche Feuerraumendtemperatur der Rauchgase wie im Basisprozess eingehalten werden. Gemäß den Überlegungen zum Zwei-Zonen-Dampferzeuger-Modell in Abschnitt 3.3.3 würde dies zu einer Steigerung der Mediumtemperatur in der Membranwand führen. Um die Technologie der Dampfwirbelschichttrocknung der Braunkohle nicht zwangsläufig an die Fortentwicklung der zur Verfügung stehenden Membranwandwerkstoffe zu knüpfen, wird eine Rauchgasrückführung vorgesehen.⁵⁰ Der zurückzuführende Massenstrom wird mit Hilfe des Zwei-Zonen-Dampferzeugermodells bemessen, indem dieselbe Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes eingestellt wird, die zuvor bei dem konventionellen braunkohlebefeuereten Basiskraftwerksprozess berechnet wurde (437,2 °C, Parameter Nr. 79 in Tabelle 4.5). Eine Ausschöpfung der Werkstoffgrenzen erfolgt bei dieser Herangehensweise nicht, da mit Hilfe der gewählten Modellierung nur die Mediumtemperatur, nicht jedoch die Materialtemperatur berücksichtigt wird. Daher hat die Simulation eine im Vergleich zu [150, 151] relativ hohe Rauchgasrückführungsrate von insgesamt 28,4 % des Rauchgasmassenstroms vor Abzweig des rückgeführten Rauchgases zum Ergebnis.

Wegen des vorgesehenen Abzweigs zur Rauchgasrückführung wird dem Elektrofilter und insbesondere dem Luftvorwärmer ein zusätzlicher Rauchgasmassenstrom überlagert. Damit geht eine Verschiebung der Wärmekapazitätsströme im Luftvorwärmer einher, sodass die Rauchgastemperatur nach Luftvorwärmer um ca. 13,4 K auf 173,4 °C ansteigt, obwohl der Dampfluftvorwärmer nicht mehr im Einsatz ist. Daher ist die Rauchgastemperatur am Austritt des Luftvorwärmers kein Parameter der Simulation mehr, sondern ein Berechnungsergebnis. Als Folge der erhöhten Rauchgastemperatur steigen der im Rauchgaswärmenutzungssystem übertragene Wärmestrom sowie dessen nutzbares Temperaturniveau an. Deshalb wird das so erwärmte Kondensat temperaturrichtig nach

⁵⁰ Aufgrund der unterschiedlichen Rauchgaszusammensetzung, die sich bei dem trockenbraunkohlebefeuereten Prozess im Wesentlichen durch einen geringeren Wasseranteil auszeichnet, ergibt sich auch eine geringere spezifische Wärmekapazität der Rauchgase (ca. 8 %) gegenüber dem rohbraunkohlebefeuereten Prozess ($c_{p,TBK-RG}(1050\text{ °C}) = 1,310\text{ kJ}/(\text{kg K})$ gegenüber $c_{p,RBK-RG}(1050\text{ °C}) = 1,422\text{ kJ}/(\text{kg K})$; Werte aus den Simulationen bestimmt). Diese Tatsache führt zu einem zusätzlich erhöhten Rezirkulationsmassenstrom. Um die Sekundärgas-Rezirkulation gänzlich zu vermeiden, lässt sich mit dem Simulationsmodell bestimmen, dass ein Verbrennungssauerstoffverhältnis von etwa 1,66 eingestellt werden müsste. Dieses ließe sich jedoch nicht mit den gleichen sonstigen gesetzten Parameterwerten der Luftvorwärmung und Rauchgaswärmenutzung realisieren, sodass auf eine Wirkungsgradangabe aufgrund mangelnder Vergleichbarkeit verzichtet wird.

dem vierten regenerativen Kondensatvorwärmer anstatt nach dem dritten, wie im Ausgangsprozess, zugegeben. Die Abschaltung des Dampfluftvorwärmers führt zu einer Absenkung der mittleren Kaltendtemperatur des Luftvorwärmers von ca. 9 K. Allerdings kann diese Maßnahme dadurch gerechtfertigt werden, dass das Rauchgas des trockenbraunkohlebefeuchten Prozesses einen wesentlich geringeren Wasserdampfanteil als das des konventionellen Prozesses aufweist. Somit ist auch eine geringere Schwefelsäuretaupunkttemperatur zu erwarten. Dies wird nach der Abschätzungsrechnung im Anhang A.11 mit einer um 6,7 K geringeren Schwefelsäuretaupunkttemperatur bestätigt.

Mit der Vorgabe der Restfeuchte nach der Trocknung (Parameter Nr. 70 in Tabelle 4.5) und den weiteren Parameterwerten, Nr. 83 bis Nr. 97, zur Modellierung der Wirbelschichttrocknungsanlage, lässt sich aus dem Simulationsergebnis ein direkter thermischer Energiebedarf zur Trocknung von 1,325 GJ je Tonne Rohbraunkohle bzw. 2,430 GJ je Tonne Trockenbraunkohle bestimmen. Davon entfallen 12 % auf den zusätzlich benötigten, der Turbine entnommenen Heizdampf der Wirbelschicht. Der verbleibende Hauptteil des Wärmebedarfs wird durch die Kondensation der Brüden bereitgestellt. Der Brüdenverdichter, der die Kondensation der Brüden auf Wirbelschichttemperaturniveau durch die Verdichtung erst ermöglicht, benötigt einen spezifischen elektrischen Energiebedarf von 41,6 kWh je Tonne Rohbraunkohle bzw. 76,6 kWh je Tonne Trockenbraunkohle.

Tabelle 4.6 beinhaltet die Ergebnisgrößen der Simulation des braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerks auf Basis der 600-°C-Technologie mit integrierter Braunkohlevortrocknung durch aDWST-BV. Tabelle A.4 im Anhang A.9 enthält detailliertere Zwischenergebnisse der Simulation.

Tabelle 4.5: Gegenüber dem rohbraunkohlebefeuernden Dampfkraftwerksmodell geänderte Parameter der 600-°C-Technologie (Tabelle 4.3) und zusätzliche Parameter für die Simulation des braunkohlebefeuernden Dampfkraftwerks der 600-°C-Technologie mit integrierter Brennstoffvortrocknung aDWT-BV nach dem Prozessschaltbild aus Abbildung 4.3. Gegenüber den Angaben zu Tabelle 4.3 entfallen zusätzlich die Parameter mit den laufenden Nummern 43, 53, 59, 69 und 72–75.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
50*	Druckverlust zur Abgabe des Rauchgases an die Umgebung ^{a)}	4,2	mbar	Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung ($\cong 27,8 \text{ m/s}$, siehe Teilkapitel 3.4)
54*	isentropen Wirkungsgrad Frischluft-, Saugzug-, Sekundärgasrückführungsgebläse	82,5	%	
55*	isentropen Wirkungsgrad Primärgasgebläse und sonstige Gebläse	80	%	
68*	elektrischer Eigenbedarf Mühle	6	kWh/t	Feinmahlung von grubenfeuchter Braunkohle in z. B. Hammermühlen
70*	Wassergehalt Kohlenstaub nach Wirbelschichttrocknungsanlage	12	%	Massenanteil, nach Nachverdampfung
71*	Verhältnis Primärgas zu Trockenkohle	0,2	kg/kg	zur Einblasung in die Brennkammer
79	Mediumtemperatur Membranwand in Höhe des Feuerraumes	437,2	°C	genauer Wert der Ausgangsprozessimulation aus Abschnitt 4.1.2 verwendet, siehe Tabelle A.4 und vgl. auch Abschnitt 3.3.3
80	Überhitzung Heißdampf nach Einspritzkühler	5	K	nach Pos. 6 in Abbildung 4.3
81	Druckverlust Rauchgasrückführungskanäle Sekundärgas	20	mbar	zusätzlich zu Parameter Nr. 44 bis Feuerung
82	Druckverlust Primärgas	200	mbar	zur Förderung der Trockenkohle vom Wirbelschichttrockner zum Brenner, zusätzlich zu Parameter Nr. 44
83	Druck Dampfwirbelschichttrockner	1,1	bar	über Wirbelbett (Freibord)
84	Druckverlust verdichteter Brüden und Heißdampf	0,4	bar	vgl. Abbildung 3.6, Abschnitt 3.3.2.2
85	Druckverlust Wirbelschichtbett	112,5	mbar	vgl. Abbildung 3.6, Abschnitt 3.3.2.2

*) gegenüber dem rohbraunkohlebefeuernden Dampfkraftwerksmodell prozessbedingt geänderte Parameterwerte (vgl. Tabelle 4.3)

a) Änderung gegenüber Tabelle 4.3 ergibt sich aufgrund geänderter Rauchgasdichte

Fortsetzung Tabelle 4.5

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
86	Druckverlust Düsenboden Dampfwirbelschichttrockner	40	mbar	vgl. Abbildung 3.6, Abschnitt 3.3.2.2
87	Druckverlust Bründenfilter u. Verrohrung	90	mbar	vgl. Abbildung 3.6, Abschnitt 3.3.2.2
88	Überhitzung der Wirbelschicht	10	K	bezogen auf Parameter Nr. 80, vgl. Abschnitt 3.3.2.2
89	Überhitzung der Bründen	5	K	am Austritt des Wirbelschichttrockners vor Entstaubung
90	Unterkühlung Bründen- und Heizdampfcondensat	5	K	am Austritt aus den Heizflächen
91	Grädigkeit kondens. Bründen oder Heizdampf	30	K	bezogen auf Sattdampftemperatur, vgl. Abbildung 3.6, Abschnitt 3.3.2.2
92	Bründenleckage	1	%	bezogen auf Bründenmassenstrom im Wirbelschichttrockner
93	Anteil der erreichten Nachverdampfung	75	%	vom theoretischen Gleichgewicht (vgl. Abschnitt 3.3.2.2)
94	Fluidisierungsdampfmassenstrom	1/3	kg/kg	zurückgeführte Bründen je kg erzeugter Trockenbraunkohle vor Nachverdampfung
95	isentropen Wirkungsgrad Fluidisierungsgebläse	82,5	%	vgl. Abbildung 3.5
96	polytr. Wirkungsgrad Bründenverdichterstufen	88,0	%	vgl. Abbildung 3.5
97	Restüberhitzung nach Einspritzkühlung zwischen Bründenverdichterstufen	5	K	vgl. Abbildung 3.5

Tabelle 4.6: Ergebnisgrößen der Simulation des braunkohlebefeierten Dampfkraftwerks auf Basis der 600-°C-Technologie mit integrierter Brennstoffvortrocknung durch atmosphärische Dampfwirbelschichttrocknung mit Brüdenverdichtung (aDWST-BV)

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100 MW	1005,7 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	52,68 %	48,16 %
Wirkungsgrad η_{u10}	52,47 %	47,98 %
Wirkungsgrad η_{o10}	43,69 %	39,95 %
spezifische CO ₂ -Emissionen	855 kg/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	873,4 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2893,4 t/h	

4.2.2 Steinkohlebefeuerter Dampfkraftwerk mit Dampfparametern der 700-°C-Technologie

Die Weiterentwicklung der Kraftwerkswirkungsgrade durch Steigerung der Dampfparameter ist an die Entwicklung geeigneter Werkstoffe, die gleichzeitig wirtschaftliche Stromgestehungskosten erlauben, gebunden. Der nächste Entwicklungsschritt auf diesem Gebiet wird im Einsatz von Nickelbasislegierungen gesehen, welche die Steigerung der Frischdampf Temperatur auf 700 °C sowie der Zwischenüberhitzerdampf Temperatur auf 720 °C und eine Drucksteigerung des Frischdampfes auf 350 bar zulassen (z. B. [232]). Die Entwicklungen wurden unter anderem im AD700-Projekt, im Projekt COMTES700 sowie in der PP700-Studie vorangetrieben [232–238]. Eine geplante Demonstrationsanlage am Standort Wilhelmshaven wurde allerdings im Jahr 2010 unter Nennung wirtschaftlicher Gründe gestoppt [239, 240].

Zur Modellbildung wird die Prozessstopologie des Dampfkraftwerksprozesses der 600-°C-Technologie genutzt (siehe Abbildung 4.1). Gemäß des in Abschnitt 3.3.10 beschriebenen Vorgehens zur Modellierung der Vorwärmer wurde eine zusätzliche Enthitzungszone am vierten Kondensatvorwärmer modelliert, da an dieser Stelle der Anzapfdampf mit einer Überhitzung von 157,4 °C über der angenommenen wirtschaftlichen Mindestüberhitzung von 75 K liegt. Die Parametrierung erfolgt wie bei den übrigen Enthitzungs zonen mit den in Tabelle 4.1 festgelegten Werten der Parameter Nr. 31 und 32.

Zusätzliche prozesstopologische Optimierungsmaßnahmen, wie beispielsweise eine zweite Zwischenüberhitzung oder die zusätzliche Absenkung des Kondensatordrucks, wie sie z. B. in [238] vorgeschlagen und verglichen werden, werden nicht betrachtet. Diese stehen prinzipiell auch als Optimierungsmöglichkeiten der 600-°C-Technologie zur Verfügung und sind somit im Sinne der angestrebten Technologievergleichbarkeit nicht nur der Schlüsseltechnologie höherwertiger Materialien zuzuordnen. Offensichtlich sind

derartige zusätzliche Optimierungsmaßnahmen gemäß dem heutigen Stand der Technik und unter wirtschaftlichen Randbedingungen nicht darstellbar.

Eine zusätzliche Änderung stellt die Steigerung der Speisewasserendtemperatur um 30 K gegenüber dem Basisprozess auf 330 °C dar. Diese erfolgt nach den Angaben aus der oben bereits genannten Literatur. Die Erwärmung auf eine Austrittstemperatur von 300 °C des Speisewasserteilstroms, welcher parallel zur regenerativen Speisewasservorwärmung im Teilstromeconomiser bei Nutzung der überschüssigen Mühlenluftwärme vorgewärmt wird, bleibt bei der Simulation entgegen der Bemerkung zu Parameter Nr. 42 in Tabelle 4.1 unberührt. Würde diese Temperatur ebenfalls an die Speisewasserendtemperatur der dampfbeheizten Vorwärmerstrecke angepasst werden, müsste in dem zugehörigen Wärmetauscher eine sehr geringe Grädigkeit von etwa 30 K realisiert werden, die nur halb so groß wie im Basisfall der 600-°C-Technologie wäre. Die Investition in einen deutlich größeren und somit teureren Primärluftkühler kann nicht direkt der 700-°C-Technologie zugeschrieben werden und wird im Sinne der Vergleichbarkeit der Schlüsseltechnologien nicht in die Simulation einbezogen. Damit ergibt sich aus der Simulation eine Mischtemperatur des in den Economiser des Dampferzeugers eintretenden Speisewassers von 328,8 °C.

Die zugehörigen Parameteränderungen zur Simulation des steinkohlebefeueren Dampfkraftwerks mit Dampfparametern der 700-°C-Technologie sind in Tabelle 4.7 aufgeführt. Ansonsten gelten die Werte aus Tabelle 4.1.

Tabelle 4.7: Gegenüber dem Ausgangsprozess (Tabelle 4.1) geänderte Parameter für die Simulation des steinkohlebefeueren Dampfkraftwerks der 700-°C-Technologie nach dem Prozessschaltbild aus Abbildung 4.1

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
2	Frischdampf Temperatur	700	°C	am Dampferzeugeraustritt
3	Frischdampfdruck	350	bar	am Dampferzeugeraustritt
4	ZÜ-Dampf Temperatur	720	°C	am Dampferzeugeraustritt
5	Speisewasserendtemperatur	330	°C	nach letztem Vorwärmer

Aufgrund der deutlich geänderten Parameter des Wasser-/Dampfkreislaufs werden die Drücke der Anzapfungen mit Hilfe des in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Vorgehens auf die geänderten Parameter angepasst (siehe dazu Tabelle A.4 im Anhang A.9).

Die Zusammenfassung der Simulationsergebnisse des steinkohlebefeueren Dampfkraftwerks auf Grundlage der 700-°C-Technologie ist in Tabelle 4.8 angegeben.

Tabelle 4.8: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerks auf Basis der 700-°C-Technologie

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100 MW	1053,7 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	50,86 %	48,72 %
Wirkungsgrad η_{u10}	50,75 %	48,61 %
Wirkungsgrad η_{o10}	48,72 %	46,68 %
spezifische CO ₂ -Emissionen	714 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	310,9 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2594,9 t/h	

Ohne Gegenmaßnahmen resultiert aus der Steigerung der Prozessparameter bei der 700-°C-Technologie auch eine Erhöhung der Mediumtemperatur in der Membranwand. Die detaillierten Zwischenergebnisse der Simulation des steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerks aus Tabelle A.4 im Anhang A.9 zeigen eine Steigerung der zur Durchführung des Prozesses notwendigen Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes um 67,7 K auf 531,1 °C. Dieser Effekt kann durch drei Teilaspekte begründet werden. Zwei davon sind direkt auf die Steigerung der Frischdampfparameter zurückzuführen. Zum einen führt die Erhöhung des Drucks um 65 bar bei gleicher spezifischer Enthalpie aufgrund des Stoffwerteverhaltens des Wasserdampfes in diesem Bereich zu deutlich höheren Temperaturen (rechnerisch 23,9 K). Zum anderen führt die Steigerung der Frischdampfenthalpie dazu, dass ein geringerer Dampfmassenstrom zur Gewinnung der gleichen elektrischen Bruttoleistung benötigt wird. Aus dem Vergleich der Ergebnistabellen der Basissimulation (Tabelle 4.2) mit der Tabelle 4.8 lässt sich bestimmen, dass 89,8 % des Frischdampfmassenstroms der Basissimulation benötigt werden, um die geforderte elektrische Bruttoleistung von 1100 MW zu erzeugen. Demgegenüber beträgt der Rauchgasmassenstrom bei sonst identischer Parametrierung aufgrund des verbesserten elektrischen Wirkungsgrads 94,2 % des Wertes der Basissimulation (aus dem Verhältnis der Brennstoffmassenströme ableitbar). Daraus wird deutlich, dass sich das Massenverhältnis von Rauchgas zu Frischdampf um 4,9 % erhöht hat. Damit die Rauchgastemperatur am Eintritt in die Konvektionsheizflächen weiterhin denselben Wert behält und damit sicher unter der Ascheerweichungstemperatur liegt und somit ein störungsarmer Betrieb der Anlage gewährleistet ist, muss vom Eintritt des Speisewassers in den Dampferzeuger bis zur Membranwand in Höhe des Feuerraumes eine höhere Enthalpiedifferenz aufgenommen werden. Als dritter Aspekt ist die Erhöhung der Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Dampferzeuger zu nennen. Diese bewirkt eine zusätzliche Anhebung des spez. Enthalpie- und damit des Temperaturniveaus.

Sollten die Temperaturen in der Membranwand nicht wirtschaftlich realisierbar sein, könnten eine Rauchgasrückführung, die Absenkung der Speisewasserendtemperatur, die Anhebung des Verbrennungssauerstoffverhältnisses oder weitere Maßnahmen sowie Kombinationen davon ergriffen werden (vgl. [146]). Eine beispielhafte Simulationsrechnung zeigt, dass die Absenkung der Speisewasserendtemperatur um 30 K auf 300 °C wie bei dem Dampfkraftwerk mit 600-°C-Frischdampf Temperatur eine Absenkung der Mediumtemperatur in der Membranwand von ca. 12 K zur Folge hat. Gleichzeitig sinkt jedoch wegen des geringeren Prozesswirkungsgrads der Nettowirkungsgrad um ca. 0,3 %-Punkte. Der Wirkungsgradverlust einer Rauchgasrückführung ist schaltungsabhängig, d. h. an welcher Stelle das Rauchgas zurückgeführt wird, und wird hier nicht weiter untersucht.

Mit der um 30 K gegenüber dem Basisprozess erhöhten Speisewassertemperatur nach dem letzten Vorwärmer wird weiterhin unterstellt, dass die Grädigkeit am Economiser wirtschaftlich von ca. 83 K im Ausgangsfall auf 55 K abgesenkt werden kann. Ist dies nicht realisierbar, könnte stattdessen eine erweiterte Luftvorwärmung nötig werden (von 360 °C auf 390 °C), um so die gleiche rauchgasseitige LuVo-Austrittstemperatur zu halten und den Wirkungsgradvorteil der Steigerung der Speisewasservorwärmung voll auszunutzen. Allerdings hätte diese Maßnahme auch Einflüsse auf die Verbrennungsbedingungen und auf den Betrieb der DeNO_x, die nun bei ebenfalls erhöhten Temperaturen betrieben werden müsste. Alternativ könnte auch eine Ausführung mit geteiltem Economiser, wie bei einigen Neubaukraftwerken realisiert [52], eingesetzt werden. Allerdings ist dann mit einem erhöhten Verschmutzungsrisiko des zweiten Economiserteils zu rechnen (vgl. Abschnitt 3.3.4, [163]). Mit ansonsten identischen Parametern wird für diese Option ein Wirkungsgradnachteil von ca. 0,12 %-Punkten nachgewiesen (ca. 4 % relative Einbuße des Wirkungsgradvorteils der 700-°C-Technologie).

4.2.3 Braunkohlebefeuetes Dampfkraftwerk mit Dampfparametern der 700-°C-Technologie

Zum Vergleich mit der Wirkungsgradsteigerungsoption durch eine integrierte Brennstoffvortrocknung der Rohbraunkohle (auf Basis aDWST-BV) – unter Beibehaltung der 600-°C-Technologie – wurde auch eine Simulation des rohbraunkohlebefeueten Dampfkraftwerksprozesses unter Anwendung der 700-°C-Technologie durchgeführt. Die vorangegangenen Aussagen zum steinkohlebefeueten Prozess lassen sich qualitativ auf den rohbraunkohlebefeueten Dampfkraftwerksprozess übertragen. Auch hier wird bei Kondensatvorwärmer Nr. 4 aufgrund der Dampfüberhitzung von 120 K an der Anzapfung und somit mehr als 75 K eine zusätzliche gezielte Enthitzungszone modelliert (vgl.

Abschnitt 3.3.10). Ansonsten entspricht das Simulationsmodell topologisch demjenigen der 600-°C-Technologie aus Abbildung 4.2. Die der Simulation zugrunde gelegten und gegenüber dem Basismodell der 600-°C-Technologie geänderten Parameter sind in Tabelle 4.9 aufgeführt. Neben den direkt mit der 700-°C-Technologie bedingten Parameteränderungen (Parameter Nrn. 2–5) wurde außerdem die Rauchgastemperatur am Austritt des Economisers (Parameter Nr. 51) angehoben. Mit dieser Maßnahme wird die Grädigkeit zwischen Rauchgas und Speisewasser auf 50 K gehalten. Würde die rauchgasseitige Temperatur am Economiser-Austritt gegenüber dem Basisprozess konstant gehalten, würde durch die Anhebung der Speisewasserendtemperatur von 30 K eine Grädigkeit von 20 K realisiert werden müssen. Das Beibehalten der Grädigkeit von 50 K erfolgt vor dem Hintergrund der benötigten Heizflächengröße und deren Kosten und führt zu einem nicht genutzten Wirkungsgradvorteil von 0,22 %-Punkten. Die Kosten der zusätzlichen Heizfläche zum Erreichen dieser sehr geringen Grädigkeit sind den durch den Wirkungsgradvorteil verringerten Erzeugungskosten in einer Kosten-Nutzen-Rechnung gegenüberzustellen.

Die zusammengefassten Ergebnisse der Simulation des rohbraunkohlebefeuchten Dampfkraftwerksprozesses auf Basis der 700-°C-Technologie sind in Tabelle 4.10 dargestellt. Tabelle A.4 im Anhang A.9 beinhaltet die weiteren Zwischenergebnisse der Simulation. Aus dieser Tabelle lässt sich die Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes von 502,1 °C ablesen. Diese ist somit gegenüber dem Basisprozess um 64,9 K gesteigert. Mit der Absenkung der Speisewassertemperatur nach dem letzten Vorwärmer auf 300 °C könnte eine Absenkung der Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes von 11,3 K erzielt werden. Diese Maßnahme reduziert den elektrischen Nettowirkungsgrad des Prozesses um 0,3 %-Punkte. Dies entspricht etwa 12 % des Wirkungsgradvorteils von ca. 2,6 %-Punkten der 700-°C-Technologie gegenüber der 600-°C-Technologie. Werden zusätzlich gleiche Verhältnisse auf der Luft-/Rauchgasseite (330/350 °C) wie beim Basisprozess eingestellt, wird die Mediumtemperatur in der Membranwand um 21,7 K gesenkt und damit durch Investition in mehr Economiser-Heizfläche nur 3,3 % des Wirkungsgradvorteils der 700-°C-Technologie gegenüber dem braunkohlebefeuchten Basisprozess eingebüßt.

Tabelle 4.9: Gegenüber Tabelle 4.3 geänderte Parameter für die Simulation des braunkohle-befeuerten Dampfkraftwerks der 700-°C-Technologie nach dem Prozessschaltbild in Abbildung 4.2

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
2	Frischdampf Temperatur	700	°C	am Dampferzeugeraustritt
3	Frischdampfdruck	350	bar	am Dampferzeugeraustritt
4	ZÜ-Dampf Temperatur	720	°C	am Dampferzeugeraustritt
5	Speisewasserendtemperatur	330	°C	nach letztem Vorwärmer
51	Heißlufttemperatur nach Luftvorwärmer	360	°C	Sekundär- und Primärluft
52	Rauchgastemperatur vor Luftvorwärmereintritt	380	°C	

Tabelle 4.10: Ergebnisgrößen der Simulation des braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerks auf Basis der 700-°C-Technologie

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100 MW	1038,0 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	48,74 %	46,00 %
Wirkungsgrad η_{u10}	48,55 %	45,82 %
Wirkungsgrad η_{o10}	40,43 %	38,15 %
spezifische CO ₂ -Emissionen	896 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	944,0 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2587,4 t/h	

4.3 Dampfkraftwerke mit CO₂-Abtrennung

In diesem Teilkapitel werden die Simulationen der Dampfkraftwerksprozesse mit CO₂-Abtrennung vorgestellt. Die Darstellungen beschränken sich auf die Untersuchungen mit der in Tabelle 3.2 spezifizierten Steinkohle. Es werden

- das Dampfkraftwerk mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung auf Basis einer wässrigen Monoethanolaminlösung (MEA) in Abschnitt 4.3.1,
- das Oxyfuel-Kraftwerk mit Sauerstoffbereitstellung durch kryogene Luftzerlegung (LZA) in Abschnitt 4.3.2 sowie
- die Oxyfuel-Kraftwerke mit Sauerstoffbereitstellung auf Grundlage von Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlagen in Abschnitt 4.3.3
 - im Drei-End-Vakuum-Verfahren (3EVM) und
 - auf Grundlage des rauchgasgespülten Vier-End-Verfahren (4EM)

modelliert und simuliert. Für all diese Verfahren dient das Modell des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerksprozesses nach dem Stand der Technik (600-°C-Technologie)

entsprechend dem Prozessschaltbild in Abbildung 4.1 mit den zugehörigen Parametrierungen aus Tabelle 4.1 als Ausgangsbasis. Auf eine Optimierung der Anzapfdrücke wird aufgrund gleicher Parameter im Dampfkraftprozess verzichtet, da die z. T. sehr großen Wärmeströme zur Integration in den Dampfkraftprozess zu einer deutlichen Verschiebung der Anzapfdrücke führen würden. Die Optimierung des elektrischen Wirkungsgrads läuft dann oftmals auf eine Maximierung des zurückgewonnenen Wärmestroms hinaus, welche die Schließung von Anzapfungen, vor allem im ND-Dampfturbinenbereich, bedeuten würde. Gleichzeitig werden die Grädigkeiten zwischen den Stoffströmen zur Wärmeübertragung reduziert, sodass eine Realisierung mit erheblichen Investitionssteigerungen durch die zusätzlich erforderliche Heizflächengröße einhergehen würde. Mathematisch gesehen ist dieses Optimierungsproblem randoptimal, d. h. dass der Wert des Optimums durch feststehende Parametervorgaben, wie z. B. die Kondensatunterkühlung, bestimmt werden.

Die Modellierung und Parametrierung erfolgt vor dem Hintergrund der Annahme einer Neubauanlage, die ausschließlich im CO₂-Abtrennungsbetrieb eingesetzt werden soll. Mit Hilfe dieser Annahme sind keine Kompromisse sowohl bei der Anlagenauslegung, als auch bei der Parametrierung des Modells zu berücksichtigen, die eine Betriebsweise ohne oder zumindest mit verminderter CO₂-Abtrennungsrate ermöglichen und ggf. zu Wirkungsgradeinbußen bei vollem CO₂-Abtrennungsbetrieb führen könnten.

4.3.1 Dampfkraftwerk mit CO₂-Abtrennung durch eine Aminwäsche nach der Verbrennung

Zur Abtrennung des CO₂ aus den Rauchgasen nach der Verbrennung (Post-Combustion-CO₂-Abtrennung) mit Hilfe eines nasschemischen Absorptionsprozesses mit einer 30 Gew.-% Monoethanolaminlösung wird eine große Dampfmenge zum Austreiben des CO₂ benötigt. Der Dampfbedarf zur Beheizung des Reboilers der Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage entspricht etwa der Hälfte des MD-Dampfturbinenabdampfes. Somit wird für diese Variante nur eine einzige doppelflutige ND-Dampfturbine vorgesehen.

Weiterhin wird davon ausgegangen, dass der aus der Parameteroptimierung des steinkohlebefeuchten Basisprozesses bestimmte Wert von 4,9 bar in der Überströmleitung zwischen der MD- und ND-Dampfturbine für die Dampfversorgung des Reboilers im Hinblick auf den Teillasteinsatz des Gesamtkraftwerks eine sinnvolle Auslegung widerspiegelt. Wie in [228] dargelegt, bedeutet der Drucküberschuss von ca. 1,9 bar im hier betrachteten Volllastfall eine zusätzliche Wirkungsgradeinbuße. Für das Modell dieser Arbeit beläuft sich diese auf etwa 0,9 %-Punkte. Im Gegenzug dazu wird der Wirkungsgrad bei Teillastbetrieb der Gesamtanlage zunächst weniger stark beeinträchtigt, da

aufgrund des Drucküberschusses beim Absenken der Last nicht sofort eine höherwertige Dampfquelle zum Einsatz kommen muss.⁵¹ Für eine detaillierte Betrachtung des Teillastverhaltens und Ableitungen zur Teillastauslegung sei auf die Arbeiten [241] und [242] sowie auf die Wirkungsgradbestimmung von Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlagen nach VDI 3986-1 [243] hingewiesen.

Untersuchungen zur Integration des Absorptionsprozesses in ein Neubaukraftwerk in [227, 228, 244] haben gezeigt, dass sich der Wirkungsgrad durch Wärmeintegrationsmaßnahmen bis zu etwa 1 %-Punkt steigern lässt. Dieser Maximalwert ist allerdings nur mit einer relativ aufwendigen und komplexen Schaltung möglich. Entsprechend der eingangs in Kapitel 4 beschriebenen Herangehensweise, bei der Gesamtprozesskonzeption für die Untersuchungen dieser Arbeit einen nicht zu hohen Grad der Integration bzw. Wärmerückgewinnung zu wählen, wird die am effektivsten erscheinende und einfach realisierbare Kondensatvorwärmung mittels eines Anteils der am Desorberkopfkondensator abzuführenden Wärme gewählt (vgl. Abbildungen 3.16 und 4.4). Ein guter Überblick über verschiedene Wärmerückgewinnungsmaßnahmen wird auch von *Henderson* in [226] gegeben.

Die Überhitzung des Anzapfdampfes ist aufgrund der anlagentechnischen Erfordernisse des Absorptionsprozesses mit MEA als Lösungsmittel (Lösungsmitteldegradation und Fouling der Reboilerheizfläche) nicht erwünscht. Daher wird eine Enthitzung durch Kondensateinspritzung vorgenommen.

Die zur Modellbildung herangezogene Gesamtprozessschaltung ist in Abbildung 4.4 dargestellt, während die zugrunde gelegten Parameter in Tabelle 4.11 zu finden sind. Der CO₂-Abtrennungsprozess nach Abbildung 3.16 und der CO₂-Verdichtungsprozess nach Abbildung 3.17 werden jeweils, wie in Abschnitt 3.3.11 erläutert, im Gesamtprozess als Black-Box modelliert. Ergänzend sei noch bemerkt, dass die Summe der dem Abtrennungsprozess über Dampf und elektrischen Strom zugeführten Energie (Parameter Nrn. 103 und 105 in Tabelle 4.11) geringer ist, als der zur Kühlung abzuführende Wärmestrom (Parameter Nr. 104). Dabei handelt es sich nicht um einen Fehler der Energiebilanz, vielmehr tritt das Rauchgas mit einer höheren Temperatur in den Prozess ein, als es ihn trennt in Restgas und CO₂-Produktstrom verlässt.

Die zusammenfassenden Ergebnisgrößen der Simulation sind in Tabelle 4.12 dargestellt.

⁵¹ Der Umschaltpunkt zu einer höherwertigen Anzapfung bzw. bis eine Anstauung in der Überströmleitung notwendig würde, wird mit den getroffenen Annahmen bei einem Lastpunkt unterhalb von etwa 60 % abgeschätzt.

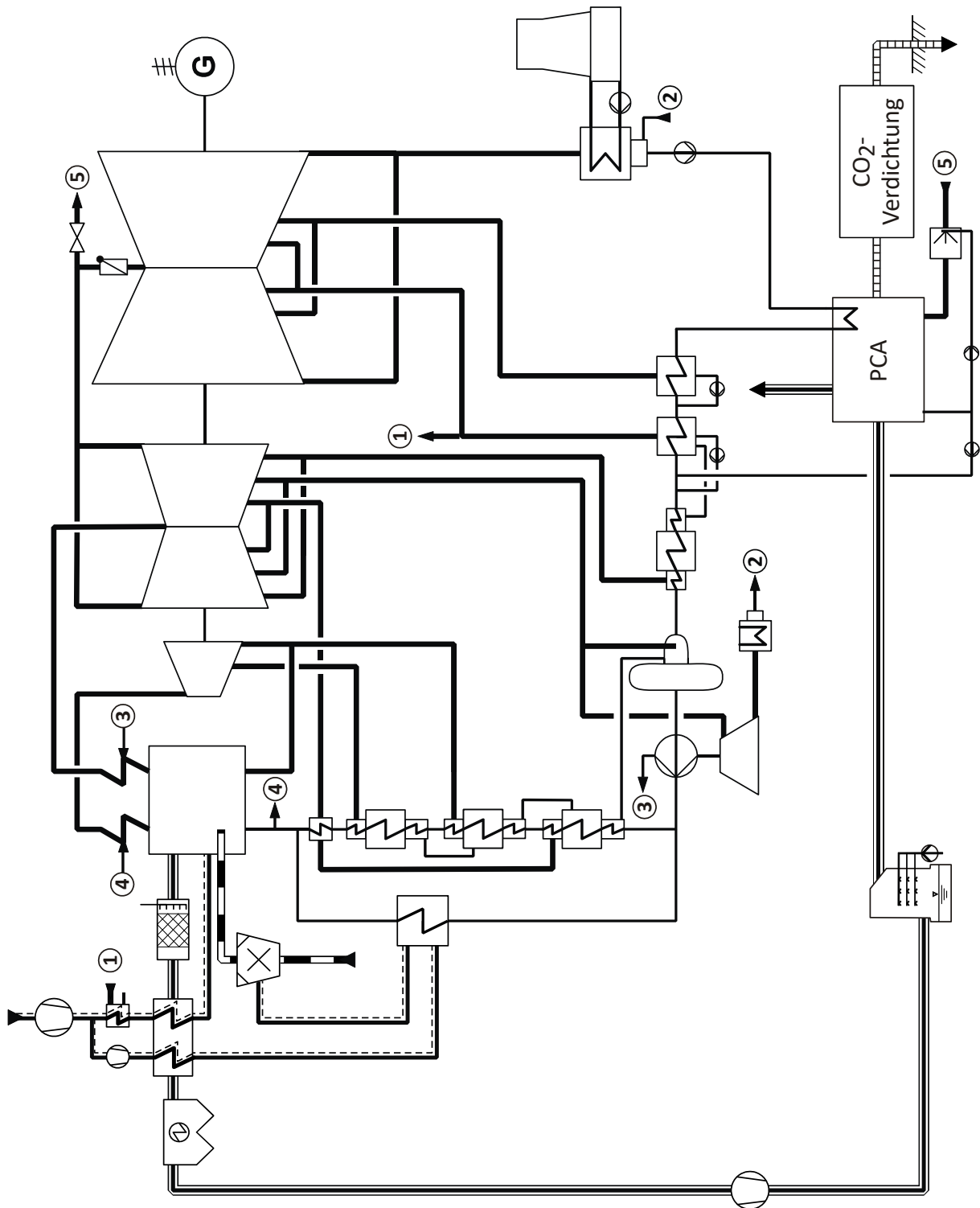


Abbildung 4.4: Prozessschaltbild der Modellierung des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks (600-°C-Technologie) mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung auf Grundlage einer nasschemischen Wäsche mit einer 30 Gew.-% Monoethanolamin-Lösung (PCA: Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage). Die zugrundgelegten Teilprozessschaltungen der CO₂-Abtrennung und -Verdichtung, die als Black-Box in der Gesamtprozesssimulation modelliert werden, sind in Abschnitt 3.3.11 zu finden.

Tabelle 4.11: Zusätzliche Parameter zu Tabelle 4.1 für die Simulation des steinkohlebefeueren Dampfkraftwerks (600-°C-Technologie) mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung entsprechend dem Prozessschaltbild aus Abbildung 4.4

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
98	zusätzlicher Druckverlust für Druckhalteklappe in Überströmleitung von MD-/ND-Dampfturbine	50	mbar	
99	Druckverlust Heizdampfleitung zum Reboiler	100	mbar	
100	Mindestdruck Heizdampf	3,0	bar	am Reboiler-Eintritt (10 K Grädigkeit zur Sattdampftemperatur berücksichtigt), ggf. Drucküberschuss für Teillastfahrweise (hier 1,9 bar)
101	Restüberhitzung nach Einspritzkühlung	5	K	Position Nr. 5 in Abbildung 4.4
102	CO ₂ -Abtrennungsrate	90	%	
103	spez. thermischer Energiebedarf CO ₂ -Wäsche	3,50	GJ/t ^{a)}	mit Dampf bereitzustellende therm. Energie zum Austreiben des CO ₂ (= 972,2 kWh/t)
104	spez. abzuführender Wärmestrom CO ₂ -Wäsche	3,95	GJ/t ^{a)}	über Kühlwasser, bei gl. Kühlzonenbreite (= 1097,2 kWh/t)
105	spez. elektrischer Eigenbedarf CO ₂ -Wäsche	65	MJ/t ^{a)}	= 18,1 kWh/t
106	spez. elektrischer Eigenbedarf CO ₂ -Verdichter	325	MJ/t ^{a)}	= 90,3 kWh/t
107	spez. abzuführender Wärmestrom CO ₂ -Verd. maximal zur Verfügung stehende spez. Wärmemenge am Desorberkopfkondensator zur Wärmeintegration	570	MJ/t ^{a)}	über Kühlwasser, bei gl. Kühlzonenbreite (= 158,3 kWh/t)
108	Wärmemenge am Desorberkopfkondensator	0,93	GJ/t ^{a)}	tatsächlich rückgewonnene Wärme ist von lfd. Nr. 104 abzuziehen (= 258,3 kWh/t)
109	Abwärmennutzung am Desorberkopfkondensator	80	°C	entspricht ca. 20 K am warmen Ende (Temperaturverlauf siehe z. B. [228])
110	wasserseitiger Druckverlust Wärmenutzungssystem	3	bar	

^{a)} je Tonne abgetrenntes, im CO₂-Produkt enthaltenes (reines) CO₂

Tabelle 4.12: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeueren Dampfkraftwerks mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung auf Grundlage der nasschemischen Wäsche mit einer 30 Gew.-% Monoethanolamin-Lösung

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	947,5 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	40,53 %	34,91 %
Wirkungsgrad η_{u10}	40,44 %	34,83 %
Wirkungsgrad η_{o10}	38,83 %	33,44 %
verbleibende spezifische CO ₂ -Emissionen an die Atmosphäre	100 g/kWh _{el, netto}	
spez. zu speichernde CO ₂ -Menge	897 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	390,2 t/h	
Frischdampfmassenstrom	3415,8 t/h	

Weitere Details der Simulationsergebnisse sind in Tabelle A.4 im Anhang A.9 aufgeführt. Die Berechnungsergebnisse zeigen deutlich die Abnahme des Bruttowirkungsgrads durch die große Dampfantnahme zur Beheizung des Reboilers. Zum Ausgleich der elektrischen Bruttoleistung von 1100 MW ist gegenüber dem Ausgangsprozess ohne CO₂-Abtrennung ein um ca. 18 % höherer Brennstoffmassenstrom erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit bleibt offen, ob die Strängigkeit des Luft-/Rauchgaspfades bei entsprechend erhöhtem Rauchgasvolumenstrom im Vergleich zum konventionellen steinkohlebefeueren Dampfkraftwerk beibehalten werden kann, oder ob gegebenenfalls eine Reduzierung der Bruttoleistung die wirtschaftlichere Variante darstellt.

4.3.2 Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage

In Abbildung 4.5 ist die für die Gesamtprozessmodellierung verwendete Prozesstopologie des Oxyfuel-Kraftwerks mit Sauerstoffbereitstellung durch eine kryogene Luftzerlegungsanlage abgebildet. Diese entspricht einer wegen des ausgewogenen Verhältnisses zwischen wirkungsgradvorteilhafter Prozessführung und vermuteter Beherrschbarkeit der Anlagentechnik im ADECOS-Projekt favorisierten Prozessschaltung (siehe [196]).

Für grundlegende Beschreibungen dieser Technologie und deren möglichen Prozessoptimierungsmaßnahmen sei auf [196–198, 205, 245, 246] hingewiesen.

Um die Mühle im üblichen Temperaturbereich betreiben zu können, wird diese mit nach der Rauchgasentschwefelung entnommenem und wiedererwärmtem Rauchgas (Primärgas) betrieben. Zur Erfüllung der Bedingungen der Mahltrocknung (Parameter Nrn. 69–71 in Tabelle 4.1) ergibt sich die Temperatur, auf die das Primärgas erwärmt werden muss, als Simulationsergebnis. Es wird davon ausgegangen, dass das Primärgas mit Hilfe eines Regenerativ-Gasvorwärmers mit dem Rauchgas, welches aus dem heiß liegenden

Elektrofilter (380 °C) austritt, aufgewärmt wird. Daher wird – vergleichbar zum konventionellen Luftvorwärmer – ein Leckagegasstrom modelliert.

Weiterhin haben Untersuchungen gezeigt, dass eine nicht zu hohe Anforderung an die Sauerstoffreinheit vorteilhaft für den elektrischen Gesamtwirkungsgrad ist [197, 198]. Es wird daher für diese Arbeit eine Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-% angesetzt. Entsprechend der Black-Box-Modellierung wird nach *Beyse* [195] am Eintritt in die Bilanzgrenze der kryogenen Luftzerlegungsanlage ein Prozessluftdruck von 4,5 bar zugrunde gelegt. Die Verdichtung wird adiabat und ohne Zwischenkühlung vorgenommen, um die dann etwa 185 °C warme Luft am Austritt des Verdichters zur Sauerstoffvorwärmung und anschließend zur Kondensatvorwärmung zu nutzen. Damit ergibt sich ein spezifischer elektrischer Energiebedarf in Höhe von 230,5 kWh/t reinen Sauerstoffs im Sauerstoffprodukt. Zum Vergleich des Verdichtungsprozesses wird mit Hilfe eines Nebenmodells die Verdichtung der Luft für die Luftzerlegungsanlage mit zwei Zwischenkühlern, welche die Luft mit Hilfe des Kühlwassers jeweils unter Inkaufnahme eines zusätzlichen luftseitigen Druckverlusts von 25 mbar auf 40 °C zurückkühlen, berechnet. Damit wird ein spezifischer elektrischer Energiebedarf in Höhe von etwa 210 kWh/t reinen Sauerstoffs im Sauerstoffprodukt erzielt. Aufgrund des geringen Temperaturniveaus der Luft mit etwas über 70 °C wäre eine Wärmerückgewinnung wenig sinnvoll und selbst mit dieser würde sich ein geringerer elektrischer Wirkungsgrad des Gesamtprozesses im Vergleich zur hier untersuchten adiabaten Verdichtung der Luft mit Nutzung der heißen Luft zur Sauerstoff- und Kondensatvorwärmung einstellen.

Aufgrund von Forschungsergebnissen kann zudem davon ausgegangen werden, dass keine SCR-DeNO_x im Hauptrauchgasstrom vorzusehen ist (siehe z. B. [246–249]). Die Versorgung der Mühle mit Sperrgas, welches nach dem Quenchkühler vor Eintritt in die CO₂-Aufbereitungsanlage abgezweigt wird, ist in Abbildung 4.5 mit der Sprungmarkierung 7 gekennzeichnet.

Die Parameter, die gegenüber dem Grundprozess (siehe Abschnitt 4.1.1 Abbildung 4.1 und Tabelle 4.1) geändert oder zusätzlich für die Simulation spezifiziert wurden, sind in Tabelle 4.13 aufgeführt. Durch den Wegfall des dampfbeheizten sowie des rauchgasbeheizten Luftvorwärmers, des Mühlenluftkühlers sowie der SCR-DeNO_x-Anlage entfallen die Parameter mit den Nummern 40, 42, 47, 50, 51, 57 und 59 aus Tabelle 4.1. Tabelle 4.14 zeigt die zusammenfassenden Ergebnisgrößen.

Tabelle A.4 im Anhang A.9 dieser Arbeit zeigt detailliertere Zwischenergebnisse der Simulation.

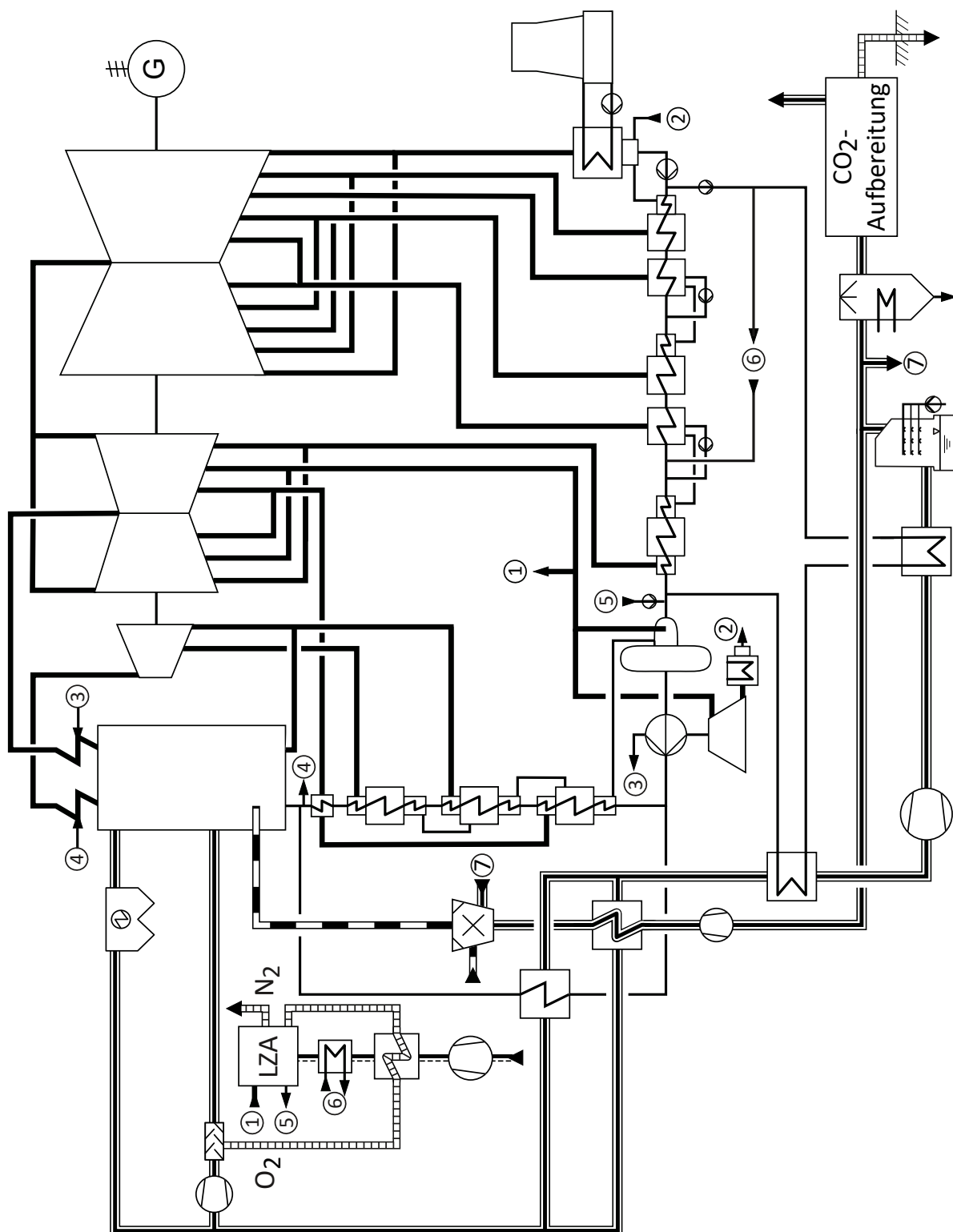


Abbildung 4.5: Prozessschaltbild zur Modellierung des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit kryogener Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung

Tabelle 4.13: Gegenüber dem Ausgangsprozess geänderte Parameter (Tabelle 4.1) und zusätzliche Parameter für die Simulation des steinkohlebefeuernten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit kryogener Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung. Es entfallen die Parameter mit den Nummern 40, 42, 47, 50, 51, 57 und 59 aus Tabelle 4.1.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
41	Druckverlust Primärgasvorwärmer und parallel liegender HD-Teilstrom-Eco ^{a)}	10	mbar	alle gaseitigen Strömungswege; Primär- und Rauchgas
52	Rauchgastemperatur nach Elektrofilter ^{a)}	380	°C	
53*	Rauchgastemperatur nach Primärgasvorwärmer und parallel liegendem HD-Teilstrom-Eco ^{a)}	250	°C	Einstellung über Größe des im HD-Teilstrom-Economiser auf 300 °C aufgewärmten Speisewassermassenstroms
56*	Falschlufthmenge	2	%	des Rauchgasmassenstroms nach Economiser, inkl. Mühlen-Sperrluft; Zugabe vor Verbrennung
58	Leckage Primärgasvorwärmer (von Primärgasseite auf Rauchgasseite) ^{a)}	5	%	des eintretenden Gesamtgasstroms am kalten Ende des Regenerativ-Vorwärmers (s. Abschnitt 3.3.5)
79	Mediumtemperatur Membranwand in Höhe des Feuerraumendes	463,5	°C	genauer Wert aus Ausgangsprozesssimulation verwendet, vgl. auch Abschnitt 3.3.3 und Tabelle A.4 im Anhang A.9
111	O ₂ -Produktreinheit	95,0	Vol.-%	Restbestandteile: Ar 3,4 Vol.-%, N ₂ 1,6 Vol.-%
112	O ₂ -Ausbeute der Luft	97,85	%	aus der Luft gewonnener Anteil O ₂ im O ₂ -Produkt
113	O ₂ -Produkttemperatur	10	°C	am Austritt LZA
114	LZA-Prozessluftdruck	4,5	bar	vor Eintritt in die Anlage (d. h. vor Direktkontaktkühler, vgl. z. B. Abbildung 3.14)
115	spezifischer Dampfbedarf zur Molsiebregeneration	7,5	MJ/kg	je kg Wasserdampf der gesättigten Prozessluft, bei Prozessluftdruck (lfd. Nr. 114) abzüglich 0,1 bar und bei 10 °C (lfd. Nr. 113)
116	polytropher Wirkungsgrad Luftverdichter	88	%	adiabate Verdichtung ohne Zwischenkühlung
117	Druckverlust Luftseite LZA-Wärmerückgewinnung	50	mbar	jeweils 25 mbar für O ₂ -Vorwärmer und Kondensatvorwärmer
118	Druckverlust O ₂ -Vorwärmer, Sauerstoffseite	25	mbar	

^{*)} gegenüber dem Ausgangsprozess prozessbedingt geänderte Parameterwerte (vgl. Tabelle 4.1)

^{a)} gegenüber dem Ausgangsprozess geänderter Bezugsort des Parameters

Fortsetzung Tabelle 4.13

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
119	Grädigkeit O ₂ -Vorwärmer	50	K	am warmen Ende
120	Grädigkeit LZA-Kondensatvorwärmer	25	K	aufzuheizender Kondensatmassenstrom wird so gewählt, dass Grädigkeit auch am kalten Ende 25 K beträgt
121	spezifischer Eigenbedarf CO ₂ -Aufbereitung	135	kWh/t ^{b)}	inkl. zusätzlicher Kühlwasserpumpenleistung
122	CO ₂ -Abtrennungsrate	90	%	Parameter lfd. Nr. 121 auf diese Vorgabe bezogen
123	Druckverlust Rauchgasrückführungskanäle	20	mbar	auf Druckseite der Gebläse, Primär- und Sekundärgas
124	Wirkungsgrad Rauchgasrückführungsgebläse	82,5	%	isentrop, zur Primär- und Sekundärgasrückführung
125	Rauchgastemperatur nach Teilstrom-Eco	125	°C	zur Kondensaterwärmung (vor REA)
126	Temperatur nach Quenchkühler	40	°C	
127	Kondensattemperatur nach ND-Teilstrom-Eco I	105	°C	Teilstrom-Economiser nach Saugzuggebläse
128	Kondensattemperatur nach ND-Teilstrom-Eco II	190	°C	Teilstrom-Economiser vor Saugzuggebläse
129	Druckverlust Rauchgasseite Teilstrom-Eco I+II	5	mbar	je Teilapparat

^{b)} je Tonne abgetrenntes, im CO₂-Produkt enthaltenes (reines) CO₂

Tabelle 4.14: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit kryogener Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	810,7 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	49,02 %	36,13 %
Wirkungsgrad η_{u10}	48,92 %	36,06 %
Wirkungsgrad η_{o10}	46,97 %	34,62 %
verbleibende spezifische CO ₂ -Emissionen an die Atmosphäre	96 g/kWh _{el, netto}	
spez. zu speichernde CO ₂ -Menge	864 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	322,5 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2766,0 t/h	

Wie in Abschnitt 3.3.3 beschrieben, wird zur Bemessung der Rauchgasrückführungsrate die Mediumtemperatur in der Membranwand am Feuerraumende nun zu einem Vorgabeparameter (Parameter Nr. 79). Dieser wird mit dem Ergebniswert von 463,5 °C des Basismodells des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerksprozesses nach dem Stand der Technik aus Abschnitt 4.1.1 gleichgesetzt.

4.3.3 Oxyfuel-Kraftwerk mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage

Im Folgenden wird zunächst die Untersuchung des steinkohlebefeuerten Oxyfuel-Dampfkraftwerksprozesses mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage im 3-End-Vakuum-Membran-Verfahren (3EVM) dargestellt, da diese Variante einen geringeren Integrationsgrad in den Gesamtprozess erfordert als die rauchgasgespülte 4-End-Variante (4EM).

Wie bereits in Abschnitt 3.3.12 erwähnt, kann die 3EVM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage reinen Sauerstoff liefern und ist somit sehr ähnlich wie die kryogene Luftzerlegungsanlage in den Gesamtprozess integrierbar. Der einzige konzeptionelle Unterschied besteht in dem Hochtemperaturwärmebedarf zur Luftvorwärmung vor Eintritt in die Membranmodule, um die Betriebstemperatur der Membran von 850 °C einzustellen. Der dazu benötigte Wärmestrom wird den Rauchgasen im Dampferzeuger durch eine zusätzliche Konvektionsheizfläche entzogen. Wie beim Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegung in Abschnitt 4.3.2 wird die Rauchgasrückführungsrate indirekt über die Vorgabe der Mediumtemperatur in der Membranwand (Parameter Nr. 79) mit demselben Wert von 463,5 °C, der aus der Simulation des Basismodells in Abschnitt 4.1.1 stammt, bestimmt.

Die Gesamtprozessschaltung, auf der das Simulationsmodell beruht, ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Die zugehörigen Parameter, die gegenüber dem Basisprozess aus Abschnitt 4.3.2 geändert bzw. zur zusätzlichen Prozessdefinition benötigt werden, sind in Tabelle 4.15 aufgeführt. Da die Sauerstoffausbeute der Luft gemäß den Ausführungen in Abschnitt 3.3.12 indirekt durch die übrigen Prozessparameter des Membran-Luftzerlegungsprozesses festgelegt wird, entfällt der Parameter Nr. 112 aus Tabelle 4.13 und wird entsprechend Gleichung (3.15) durch den Parameter Nr. 134 ersetzt. Darüber hinaus entfällt der Parameter Nr. 115, da keine Prozessluftreinigung durch Festbett-Molsiebadsorber erforderlich ist, sowie die Parameter Nrn. 117–119 wegen des andersgearteten Wärmerückgewinnungssystems dieses Luftzerlegungsprozesses.

Um das Temperaturniveau bei der Verdichtung des Sauerstoffs vom Membrandruck auf den Druck, der zur Zuführung des Verbrennungsprozesses benötigt wird, auf ein aus heutiger Sicht machbares Maß zu begrenzen, werden eine Vor- und zwei Zwischenkühlungen vorgesehen. Das Druckverhältnis der sich daraus ergebenden drei Verdichterstufengruppen wird der Einfachheit halber mit gleichen Druckverhältnissen von ca. 2,91 eingestellt.

Weiterhin wurde aufgrund der großen Sensibilität der sauerstoffseitigen Druckverluste im Vakuumbereich die Grädigkeit der Zwischenkühler zur Wärmeintegration auf die Kondensatseite des Wasserdampfprozesses um 5 K auf 30 K am kalten sowie um 20 K auf 45 K am warmen Ende (siehe Parameter Nr. 120 in Tabelle 4.15) gegenüber dem Basisprozess aus Abschnitt 4.3.2 (siehe Parameter Nr. 120 in Tabelle 4.13) erhöht. Auf diese Weise werden bei einer realen Anlagenauslegung die Flächen der Wärmeübertrager und damit die Druckverluste begrenzt.

Die Wahl des Drucks an der Sauerstoffproduktseite der Membranmodule stellt ein energetisch sowie wirtschaftliches Optimierungsproblem dar: Mit sinkendem Druck auf der Produktseite der Membran steigt die treibende Partialdruckdifferenz, sodass sich die maximale Sauerstoffausbeute erhöht (vgl. Gleichung (3.15)) und weniger Membranfläche benötigt wird. Da gleichzeitig auch ein kleinerer Massenstrom auf der Luftseite der Membran für dieselbe Sauerstoffmenge benötigt wird, sinkt auch der Anteil der thermischen Verluste. Diese ergeben sich im Wesentlichen durch Abgabe der Restluft bei erhöhten Temperaturen an die Umgebung (ca. 76 °C). Demgegenüber stehen energetisch der erhöhte Antriebsbedarf der Sauerstoffverdichtung und die höheren Kosten der Verdichter aufgrund des mit sinkendem Druck steigenden Sauerstoffvolumenstroms. Des Weiteren fällt der Rekuperator II (vgl. Abbildung 3.18, oben) wegen des vergrößerten Sauerstoffvolumenstroms und des sich verringernden Wärmeübergangs größer aus. Dagegen

kann der Rekuperator I auf der Luftseite wegen des geringeren Luftmassenstroms, bedingt durch die verbesserte Sauerstoffausbeute, kleiner und somit kostengünstiger ausfallen. Im Rahmen dieser Arbeit wird sich aufgrund der Problemkomplexität sowie der großen Unsicherheit bei der Kostenrelationsschätzung der Schlüsselkomponenten Verdichter, Wärmeübertrager und vor allem Membranapparate auf eine rein energetische Optimierung zurückgezogen.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wurde der optimale sauerstoffseitige Membrandruck mit einer Genauigkeit von 5 mbar zu 80 mbar (abs.) bestimmt (Parameter Nr. 114). Bei höheren sauerstoffseitigen Membrandrücken würde mehr Membranfläche benötigt und gleichzeitig ein geringerer elektrischer Wirkungsgrad bei einem vermutlich nicht aufwiegenden Vorteil eines kleineren Rekuperators I sowie eines kleineren Sauerstoffverdichters erzielt.

Das Simulationsergebnis ist mit den zusammenfassenden Ergebnisgrößen in Tabelle 4.16 und detaillierten Zwischenergebnissen in Tabelle A.4 im Anhang A.9 wiedergegeben. Die berechnete maximale Temperatur des Sauerstoffs im Verdichtungsprozess beträgt 165,8 °C und wird somit als beherrschbar eingestuft.

Die Simulation ergibt, dass in den Rekuperatoren I und II der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage (siehe Abbildung 3.18 oben) 6,2 % und 45,4 % und damit über 50 % der dem Gesamtprozess zugeführten Feuerungswärmeleistung (entspricht $\dot{m}_B \cdot H_u$) zurückgewonnen werden muss. Um den 3EVM-Luftzerlegungsprozess auf dem benötigten hohen Temperaturniveau zu halten, ist zusätzlich ein Hochtemperaturwärmestrom von ca. 84 MW_{th} zur Erwärmung der Luft von 800 °C auf 850 °C aus dem Konvektionsteil des Dampferzeugers abzuführen (3,6 % der Feuerungswärmeleistung). Aufgrund des geringen Drucks werden diese Wärmeübertrager in ihrer Ausführung zu äußerst großen Komponentendimensionen führen.

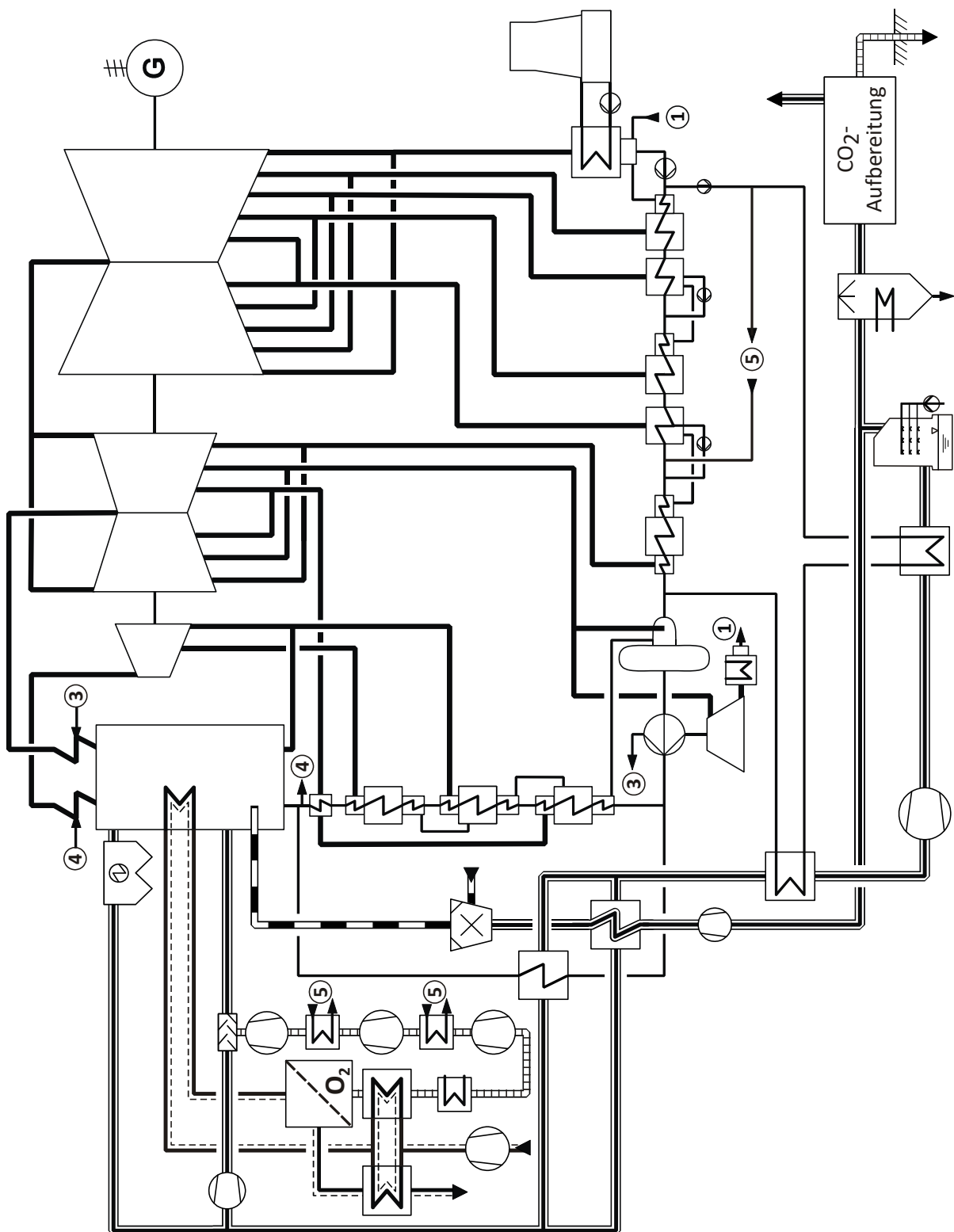


Abbildung 4.6: Prozessschaltbild zur Modellierung des steinkohlebefeueften Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung nach dem 3-End-Vakuumverfahren (3EVM) in Anlehnung an [213]

Tabelle 4.15: Gegenüber dem steinkohlebefeuerten Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage (Tabelle 4.13) geänderte Parameter sowie weitere Parameter für die Simulation des Oxyfuel-Kraftwerks mit Sauerstoffbereitstellung durch Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage im 3-End Vakuumverfahren (3EVM) nach Abbildung 4.6. Es entfallen die Parameter mit den laufenden Nummern 112, 115 und 117–119 aus Tabelle 4.13.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
111	O ₂ -Produktreinheit	100	Vol.-%	Leckagefreiheit der Anlage angenommen
113	O ₂ -Produkttemperatur	850	°C	am Austritt des Membranmoduls, Annahme quasi isotherme Bedingungen
114	LZA-Prozessdruck	80	mbar	auf Sauerstoffseite, am Austritt des Membranmoduls, durch Optimierung bestimmt
116	polytropher Wirkungsgrad Vakuum-O ₂ -Verdichter	88	%	der Stufengruppen, 2-stufige Zwischenkühlung zur Begrenzung der O ₂ -Temperatur auf < 350 °C während der Verdichtung
120	Grädigkeit LZA-Kondensatvorwärmer	30	K	am kalten Ende, Kondensatmassenstrom wird so eingestellt, dass die Grädigkeit am warmen Ende 45 K beträgt
130	Druckverlust Zwischenkühler O ₂ -Verdichter	25	mbar	Sauerstoffseite, je Stück
131	Druckverlust Rekuperator I + II	25	mbar	auf beiden Mediumseiten, vgl. Abbildung 3.18
132	Lufttemperatur nach Rekuperator I + II	800	°C	
133	Druckverlust Membran	100	mbar	luftseitig nach Rekuperator bis Membranaustritt
134	relative Sauerstoffausbeute	85	%	vgl. Erläuterungen in Abschnitt 3.3.12, Gleichung (3.15)
135	Lufttemperatur nach Lufttenderhitzer	850	°C	
136	O ₂ -Temperatur nach Vor- und Zwischenkühler	40	°C	entspricht einer Grädigkeit von 24 K zum Kühlwasser
137	Druckverlust Sauerstoffleitung	20	mbar	nach Vakuum-O ₂ -Verdichter inkl. Mischer
138	Überdruck Abluft zur Abgabe an die Umgebung	3,8	mbar	Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung ($\triangleq 27,78$ m/s, siehe Teilkapitel 3.4)

Tabelle 4.16: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeuelten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung nach dem 3-End-Vakuumverfahren (3EVM) in Anlehnung an [213]

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	867,0 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	47,29 %	37,27 %
Wirkungsgrad η_{u10}	47,13 %	37,15 %
Wirkungsgrad η_{o10}	45,26 %	35,67 %
verbleibende spezifische CO ₂ -Emissionen an die Atmosphäre	93 g/kWh _{el, netto}	
spez. zu speichernde CO ₂ -Menge	839 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	334,7 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2786,0 t/h	

Das Modell des Oxyfuel-Kraftwerks mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage der 4EM-Variante wurde in Anlehnung an [214] gestaltet (Optimierungsfall mit zusätzlichem Economiser vor Sekundärgasrückführungsgebläse) und an das zur Anwendung kommende Grundkonzept des Oxyfuel-Prozesses aus Abbildung 4.5 angepasst und parametrisiert. Zur Einbindung der 4EM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage in den Gesamtprozess werden alle dieser Schlüsseltechnologie zuzuordnenden Parameter mit den Werten aus [214] belegt.⁵² Eine Ausnahme bildet die Festlegung der Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes zur Bestimmung des Rauchgasrezirkulationsbedarfs. Diese Temperatur wird, wie bei allen anderen Oxyfuel-Kraftwerksmodellen, ebenfalls mit dem Ergebnis der Basisprozesssimulation aus Abschnitt 4.1.1 von 463,5 °C gleichgesetzt. Die zugrunde gelegte Prozessschaltung ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Parametrierung ist Tabelle 4.17 zu entnehmen, während die Simulationsergebnisse in Tabelle 4.18 und weitere Details der Simulation in Tabelle A.4 im Anhang A.9 zu finden sind. Gegenüber dem steinkohlebefeuelten Basismodell nach dem Stand der Technik aus Abschnitt 4.1.1 wird aufgrund der deutlich geänderten Rauchgaswärmernutzung im Economiserbereich des Dampferzeugers Parameter Nr. 36 aus Tabelle 4.1 nicht mehr benötigt. Aus den gleichen Gründen wie bei dem Prozess mit der 3EVM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage entfallen die Parameter Nrn. 115, 117–119 und 127–129 aus Tabelle 4.13. Aufgrund der Parametrisierung durch direkte

⁵² Weitere Parameter im Hochtemperaturbereich des Prozesses wurden im Rahmen einer vorläufigen Voruntersuchung zum Vergleich der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlagen und der kryogenen Luftzerlegungsanlage mit dem Oxycoal-AC-Projekt an der Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (RWTH Aachen) abgestimmt. Die Ergebnisse dieser Voruntersuchung wurden in [197] und [198] veröffentlicht.

Vorgabe der Sauerstoffausbeute gemäß [214] wird der Parameter Nr. 134 aus dem Oxyfuel-Kraftwerksmodell mit 3EVM-Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage nicht mehr benötigt. Stattdessen wird der Parameter Nr. 112 des Ausgangsprozesses mit kryogener Luftzerlegungsanlage genutzt und auf einen Wert von 90 % gesetzt.

Aufgrund des frühen Entwicklungsstands des Oxyfuel-Kraftwerksprozesses mit Sauerstoffbereitstellung durch die rauchgasgespülte Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage ist die Parametrierung mit gewissen Unsicherheiten behaftet. So ergibt sich allein durch die Änderung der rauchgasseitigen Druckverluste im Sekundärgaspfad, der die Membranmodule, den Luftvorwärmer, die Heißgasreinigung, die Kanäle zur Gasführung und die Brenner umfasst, von in Summe 180 mbar auf beispielsweise 130 mbar ein relativer Wirkungsgradunterschied von etwa 1 % für den Gesamtprozess.

Das mit den festgelegten Parameterwerten aus Tabelle 4.17 erhaltene Simulationsergebnis zeigt, dass in dem Luftvorwärmer nach adiabater Verdichtung der Luft vor Eintritt in das Membranmodul 355 MW_{th}, also 14,3 % der Feuerungswärmeleistung zu übertragen sind, um die Luft von 416,7 °C auf 750 °C vorzuwärmen (Parameter Nr. 51 in Tabelle 4.17). Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Rauchgas und Druckluft kann dieser Luftvorwärmer nicht nach dem Regeneratorprinzip ausgeführt werden. Stattdessen muss er als Rekuperator, z. B. als Röhrenluftvorwärmer, gestaltet werden. Die Membranapparate werden nicht wie beim 3EVM-Prozess isotherm betrieben, sondern dienen gleichzeitig als Wärmeübertrager. Dabei wird von einer verbleibenden Grädigkeit am warmen, sauerstoffarmen Ende der Membran von 5 K ausgegangen (Parameter Nr. 139). Mit der gesetzten Parametrierung, wobei die sauerstoffarme Restluft (ca. 2,5 Vol.-% O₂) mit 845 °C das Membranmodul verlässt, werden 105 MW_{th}, d. h. 4,2 % der Feuerungswärmeleistung übertragen. Durch die Entspannung der sauerstoffabgemagerten Restluft in der Entspannungsturbine wird ein Leistungsüberschuss gegenüber dem Luftverdichter (mechanischer Antriebsbedarf 404,8 MW) erzielt, so dass 40,5 MW elektrische Leistung gewonnen werden können. Diese werden nicht der Bruttoleistung zugeschlagen, sondern gehen mindernd in die Eigenbedarfsbilanz ein. Die auf etwa Umgebungsdruck entspannte sauerstoffarme Restluft verlässt mit 323 °C die Entspannungsturbine und wird vor Abgabe an die Umgebung auf 80 °C abgekühlt (Parameter Nr. 124). Zusammen mit der Rauchgaswärmenutzung ist der gesamte auf das Kondensat übertragene Wärmestrom so groß, dass die dampfbeheizte Kondensatvorwärmstrecke bis zum Speisewasserbehälter entfallen kann.

Durch die rauchgasseitige Integration der rauchgasgespülten Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage in den Dampferzeugungsprozess ist von einer deutlich geänderten

Auslegung des Dampferzeugers auszugehen. So werden in den Economisern im Sekundärgaspfad vor Rückführungsgebläse und im Rauchgasstrom nach Abzweig des Rauchgases, welches entweder den Prozess verlässt oder als Primärgas zu den Mühlen in den Prozess zurückgeführt wird, (siehe Sprungmarken 5 und 6 in Abbildung 4.7) 304 MW_{th} bzw. 332 MW_{th} und somit 12,2 bzw. 13,4 %, also in Summe 25,6 %, der Feuerungswärmeleistung auf das Speiswasser vor Eintritt in den Dampferzeuger übertragen. Damit strömt das Speiswasser gegenüber den 300 °C im Basisprozess mit einer deutlich erhöhten Temperatur von 406,3 °C in den Dampferzeuger ein. Durch die deutlich erhöhte Rauchgasrückführungsrate von 81,5 % zur Einhaltung der vorgegebenen Mediumtemperatur in der Membranwand, welche sich positiv auf den Membranprozess durch Erhöhung der Sauerstoff-Partialdruckdifferenzen auswirkt, stellt sich eine deutlich geringere adiabate Verbrennungstemperatur von 1456 °C ein. Damit liegt diese ca. 600 K unter jener des steinkohlebefeuchten Basisprozesses und 80 K unter jener, die für den braunkohlebefeuchten Basisprozess ermittelt wurde (vgl. Tabelle A.4 im Anhang A.9). Somit ist von einem deutlich geringeren strahlungsbedingten Wärmeübergang vom Rauchgas an die Wasserdampfseite im Dampferzeuger auszugehen, sodass sich ein erhöhter spezifischer Strahlungs-Heizflächenbedarf ableiten lässt. Andererseits werden jedoch nur 45 % der Wärme gegenüber dem Oxyfuel-Referenzprozess mit kryogener Luftzerlegungsanlage im Membranwandbereich des Dampferzeugers (hauptsächlich durch Strahlung) übertragen. Zudem stellt sich eine Sauerstoffvolumenkonzentration von knapp 19 % im Sekundärgas und von 16,6 % nach Vermischung in der Brennkammer ein, sodass die Sauerstoffkonzentration deutlich unter jener des Luftfalls (Basisprozess nach dem Stand der Technik) mit 21 % liegt. Es ist somit zusätzlich von signifikant geänderten Verbrennungsverhältnissen auszugehen.

Um den oben beschriebenen Nachteilen entgegenzuwirken, bietet sich die Absenkung der Speisewassertemperatur vor Eintritt in die externen Economiser oder der Einsatz von Werkstoffen, die eine höhere Mediumtemperatur in der Membranwand am Feuerraumende zulassen, an. Beide Maßnahmen führen zu einer verringerten Rauchgasrückführungsrate und somit zu einer erhöhten Sauerstoffvolumenkonzentration vor Verbrennung sowie einer erhöhten adiabaten Verbrennungstemperatur. Wegen der gleichzeitig geringeren Sauerstoffpartialdruckdifferenzen ist dagegen in eine entsprechend größere Membranoberfläche der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage zu investieren. Dabei führt die Erhöhung der Mediumtemperatur in der Membranwand am Feuerraumende zu einer Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads, während die Absenkung der Speisewassertemperatur vor Eintritt in die externen Economiser zu einer Verringerung führt.

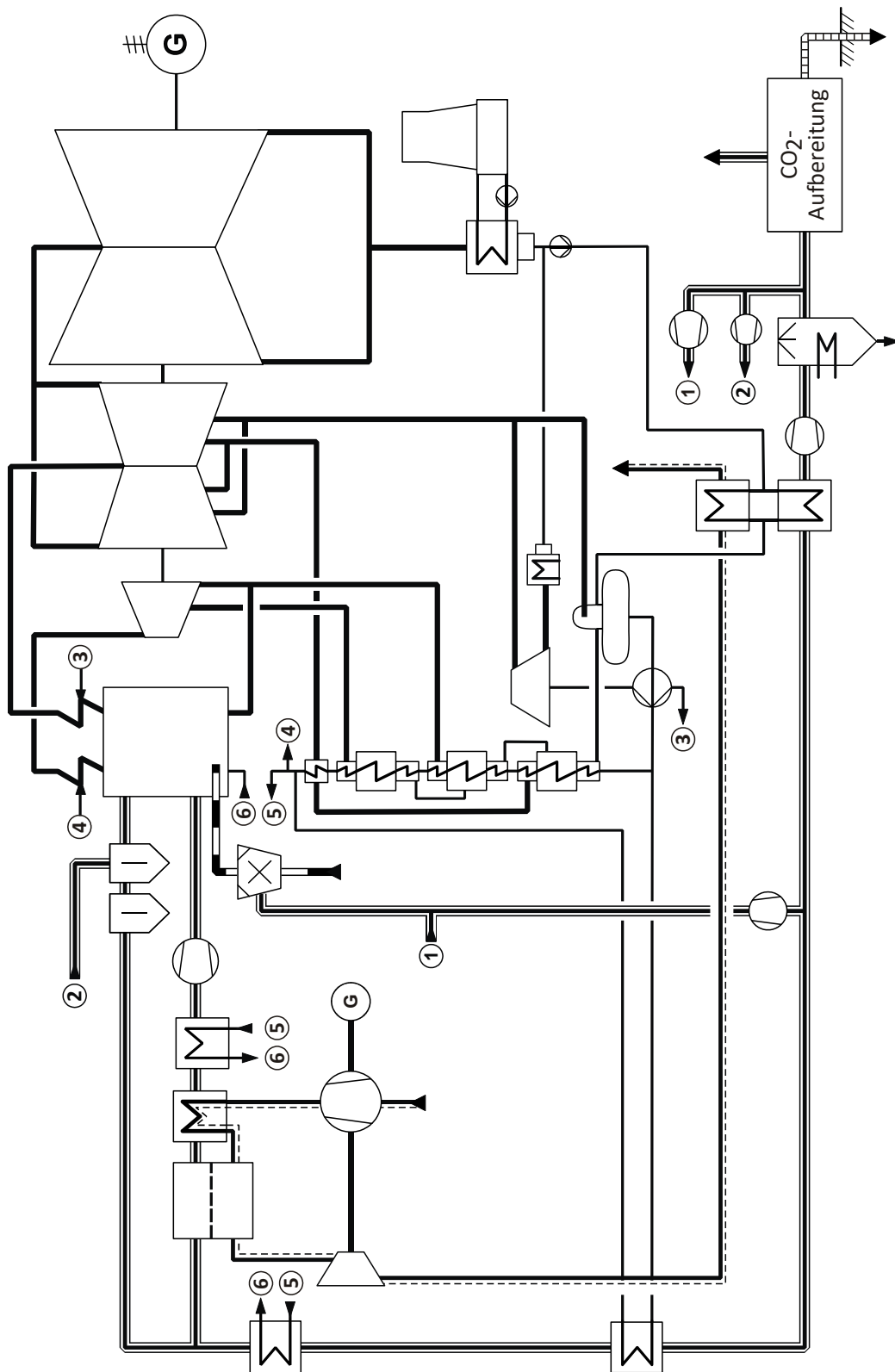


Abbildung 4.7: Prozessschaltbild zur Modellierung des steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit rauchgasespülter Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung (4EM bzw. 4-End-Variante) in Anlehnung an [214]

Tabelle 4.17: Gegenüber dem steinkohlebefeueten Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage (Tabelle 4.13) geänderte Parameter sowie weitere Parameter für die Simulation des Oxyfuel-Kraftwerks mit Sauerstoffbereitstellung durch rauchgasgespülte Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage im 4-End-Verfahren (4EM) nach Abbildung 4.7. Es entfallen die Parameter mit den laufenden Nummern 115, 117–120 sowie 127–129 aus Tabelle 4.13 und aus Tabelle 4.1 Parameter Nr. 36.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
41	Druckverlust HD-Teilstrom-Eco	10	mbar	Rauchgasseite
51	Lufttemperatur nach Luftvorwärmer	750	°C	vor Eintritt in das Membranmodul
52	Rauchgastemperatur nach Heißgasreinigung	850	°C	Annahme kein Temperaturverlust
53	Rauchgastemperatur HD-Teilstrom-Eco	250	°C	Einstellung über Massenstrom aufgew. Speisewasser (300 °C)
111	O ₂ -Produktreinheit	100	Vol.-%	Leckagefreiheit des Membranmoduls angenommen
112	absolute O ₂ -Ausbeute der Luft	90	%	gewonnener Anteil O ₂ aus der Luft im O ₂ -Produkt
113	O ₂ -Produkttemperatur	850	°C	O ₂ wird direkt mit Rauchgas (Spülgas) verdünnt
114	LZA-Prozessluftdruck	16,7	bar	nach Luftverdichter
122	Druckverlust Rauchgasrückführungskanäle	20	mbar	auf Druckseite der Gebläse hier nur Primärgas (Sekundärgas gesondert behandelt)
124	Rauchgas- bzw. Ablufttemperatur	80	°C	nach Teilstrom-Economiser zur Kondensaterwärmung
133	Druckverlust Membranmodul	100	mbar	luftseitig, beinhaltet Druckverlust des Luftvorwärmers
139	Grädigkeit Membranmodul	5	K	warmes Ende, zwischen O ₂ -abgemagerter Luft und Rauchgas
140	Druckverlust Heißgasreinigung	100	mbar	
141	Massenstrom Spülgas Heißgasreinigung	1	%	des zu filtrierenden Rauchgasmassenstroms
142	Druck Spülgas zur Abreinigung	4	bar	
143	polytropher Wirkungsgrad Spülgasverdichter	88	%	siehe Position 2 in Abbildung 4.7
144	gesamter Druckverlust Sekundärgaspfad	80	mbar	inkl. Kanäle, Membran, Luftvorwärmer sowie externer Eco
145	Rauchgastemperatur am Austritt externer Eco	380	°C	(zur Orientierung: ext. Eco, der wasserseitig mit endvorgew. Speisewasser durchströmt wird, Pos. 5 u. 6 in Abbildung 4.7)
146	Wirkungsgrad Abluftentspannungsturbine	90	%	isentropher Wirkungsgrad
147	Druckverlust abluftbeheizter Teilstrom-ND-Eco	5	mbar	

Tabelle 4.18: Ergebnisgrößen der Simulation des steinkohlebefeuelten Dampfkraftwerks mit CO₂-Abtrennung nach dem Oxyfuel-Verfahren mit rauchgasgespülter Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage zur Sauerstoffbereitstellung (4EM bzw. 4-End-Variante) in Anlehnung an [214]

Größe	Brutto	Netto
elektrische Leistung	1100,0 MW	936,7 MW
Wirkungsgrad η_{uVDI}	44,38 %	37,79 %
Wirkungsgrad η_{u10}	44,28 %	37,71 %
Wirkungsgrad η_{o10}	42,52 %	36,20 %
verbleibende spezifische CO ₂ -Emissionen an die Atmosphäre	92 g/kWh _{el, netto}	
spez. zu speichernde CO ₂ -Menge	824 g/kWh _{el, netto}	
Brennstoffmassenstrom	356,3 t/h	
Frischdampfmassenstrom	2689,5 t/h	

4.4 Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerke

Für die grundlegende Beschreibung der Anlagen- und Prozesstechnik des Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerks (GuD-Kraftwerk) und seiner thermodynamischen Zusammenhänge sowie Prozessoptimierungsmaßnahmen wird exemplarisch auf [66] hingewiesen.

Die Untersuchung des konventionellen erdgasbefeuelten GuD-Kraftwerksprozesses stellt vor dem Hintergrund einer allgemeinen, vereinheitlichten Herangehensweise eine Herausforderung dar. Die Schlüsselkomponente bei diesem Kraftwerksprozess ist die Gasturbinenanlage (GTA), die im Gegensatz zu Dampfturbinen als weitgehend standardisiertes Produkt von Herstellern solcher Anlagen angeboten wird. Eine realitätsnahe Modellierung und Simulation der Gasturbinen kann sich demnach nur auf konkrete, am Markt verfügbare Produkte beziehen. Die öffentlich zugängliche Datenlage zur detailgetreuen Modellierung und realitätsnahen Parametrierung des aktuellen Standes der Technik ist stark begrenzt und beschränkt sich auf das Nötigste. Weiterhin ist eine solche Simulation verhältnismäßig aufwendig, da z. B. Kühlluftmassenströme zur Schaufelkühlung zu berücksichtigen sind, die dem Luftstrom bei der Verdichtung entnommen und dem Rauchgasstrom während des Entspannungs Vorgangs in der Gasturbine zugegeben werden. Unter Vernachlässigung der Kühlluftmassenströme charakterisieren die in Abschnitt 3.3.8 erläuterten Wirkungsgraddefinitionen der Verdichtung bzw. der Entspannung nicht mehr ausschließlich die jeweilige Strömungsmaschinengüte, sondern sind gleichzeitig stark durch die Kühlluftzugaben beeinflusst und damit weniger für einen direkten Vergleich geeignet.

Für einen Technologievergleich ist die genaue Kenntnis der Gasturbinenanlage nur dann notwendig, wenn die Begründung der Unterschiede verschiedener Gasturbinenanlagenkonzepte Untersuchungsgegenstand ist. Da in dieser Arbeit nicht auf diese Detailebene eingegangen wird, sondern lediglich der Einfluss der existierenden Gasturbinenmodelle auf den elektrischen Wirkungsgrad untersucht wird, ist eine stark vereinfachende Abbildung der Gasturbinenanlage unter Zuhilfenahme der frei verfügbaren Herstellerdaten ausreichend.

Gegenüber der Standardisierung der Gasturbinenanlagen wird bei der Auslegung des Kombiprozesses der Abhitze-Dampfkraftprozess, insbesondere der Abhitze-Dampferzeuger (AHDE), nach den jeweiligen projektspezifischen Bedürfnissen gestaltet [61, 62]. Zum Vergleich des weit etablierten Standes der Technik werden drei Gasturbinen der sog. F-Klasse verschiedener Hersteller ausgewählt. Die Daten, die für die Simulation herangezogen wurden, sind in Tabelle 4.19 aufgeführt. Ergänzend wird eine Gasturbine der neusten, leistungsfähigeren Gasturbinengeneration, der H-Klasse, am Beispiel der SGT5-8000H (Siemens) untersucht, um daran den Fortschritt des Standes der Technik darzustellen.

Tabelle 4.19: Datensätze von Gasturbinenanlagen verschiedener Hersteller zur Parametrierung der Modelle des erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerks, ISO-Bedingungen (ISO 2314, [14]) – Datenstand 2009/2010

	Gasturbinenmodell			
	GT 26	GE 9FB	SGT5-4000F	SGT5-8000H
Hersteller	Alstom**)	General Electrics	Siemens	Siemens
elektrische Bruttoleistung MW	292,1	279	287	375
Bruttowirkungsgrad %	38,5	37,9	39,5	40,0
Verdichtungsverhältnis -	34,7	18,5	17,9	19,2
Turbinenaustrittstemperatur °C	615	610*)	577	625
Abgasmassenstrom kg/s	653	670*)	689	820
Datenquelle	[250]	[251]	[252]	[253]

*) geschätzte Werte; **) zur Drucklegung der Arbeit vertrieben von Ansaldo Energia

Die für alle GuD-Kraftwerke zugrunde gelegte Prozesstopologie nach dem etablierten Stand der Technik mit Drei-Druck-Abhitze-Dampfkraftprozess und Zwischenüberhitzung ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Für die Gestaltung des Abhitze-Dampfkraftprozesses greifen die Annahmen der vereinheitlichten Parameter bzw. Randbedingungen zur vergleichenden Gegenüberstellung. Diese sind in Tabelle 4.20 zusammengefasst.

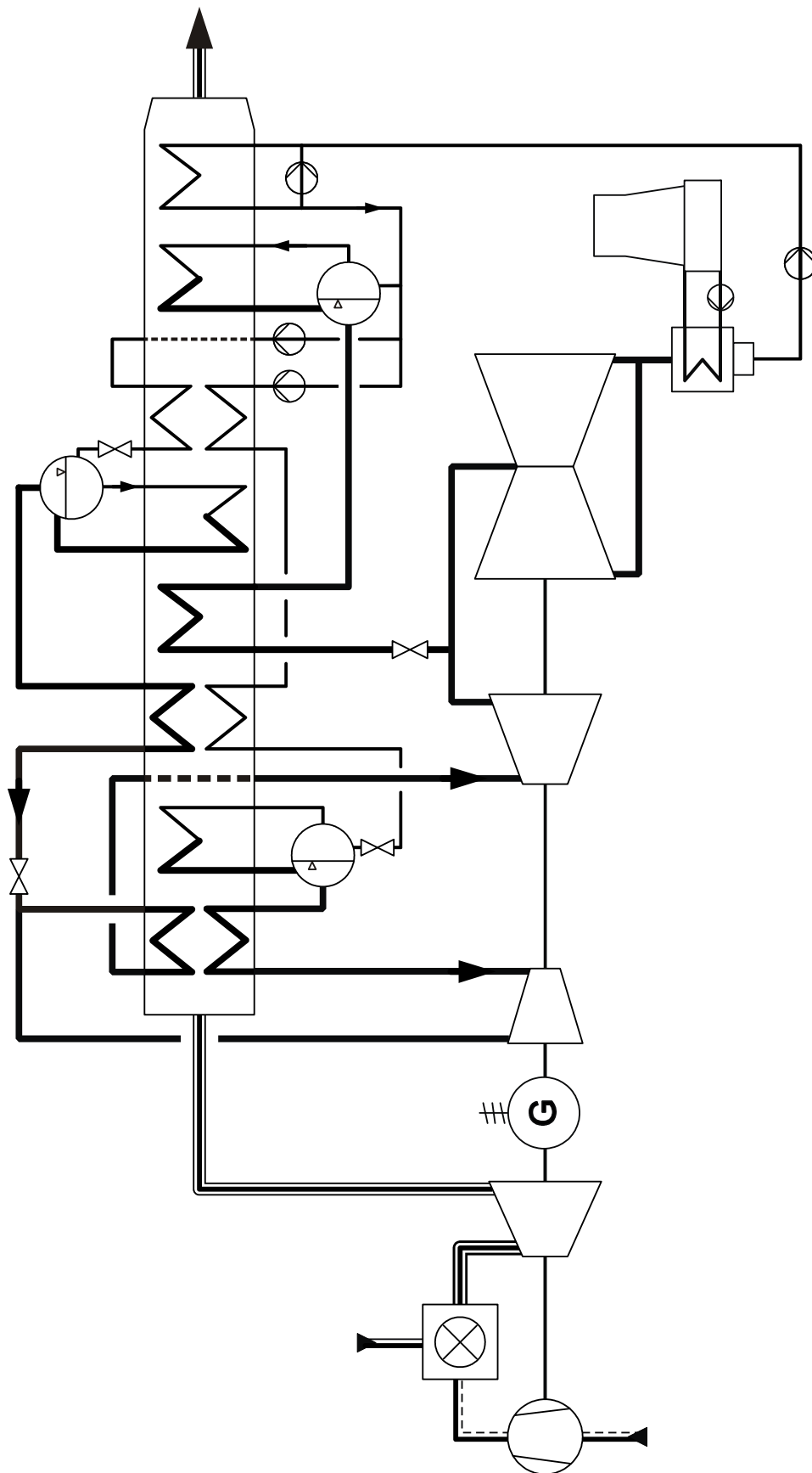


Abbildung 4.8: Prozessschaltbild des erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerksmodells

Tabelle 4.20: Parameter für die Simulation des erdgasbefeuelten GuD-Kraftwerks nach Abbildung 4.8. Neben den in Teilkapitel 2.3 festgelegten Randbedingungen und Vorgehensweisen, gelten außerdem noch die Parameter mit den laufenden Nummern 6, 14, 16–18, 20–23, 26, 28, 37 und 38 aus Tabelle 4.1.

Nr.	Größe	Wert	Einheit	Bemerkung
G1	Druckverlust GTA-Ansaugsystem	10	mbar	inkl. Filter
G2	Druckverlust Abhitze-Dampfzeuger	28	mbar	3,5 mbar je Wärmeübertragerfläche
G3	Druckverlust zur Abgabe des Rauchgases an die Umgebung	3,8	mbar	Berücksichtigung der kinetischen Energie der Strömung ($\triangleq 27,78 \text{ m/s}$, siehe Teilkapitel 3.4)
G4	HD-Frischdampfdruck	150	bar	nach Abhitze-Dampfzeuger
G5	minimale Temperaturdifferenz HD-, MD- oder ND-Frischdampf zum Rauchgas	30	K	im jeweiligen Überhitzer des Abhitze-Dampfzeugers
G6	Druckverlust HD- u. MD-Frischdampfüberhitzer	2	bar	nur dieses Bauteil, exkl. weitere Heizflächen
G7	Druckverlust MD-Frischdampfüberhitzer	1	bar	nach MD-Trommel bis Zumischung zu ZÜ-Dampf
G8	Druckverlust ND-Dampfüberhitzer	0,8	bar	
G9	Druckverlust sämtlicher Economiserheizflächen	5	bar	
G10	Druckverlust HD-Frischdampfleitung	5	bar	von Endüberhitzer bis Turbineneintritt
G11	Druckverlust MD-Frischdampfleitung	1	bar	von MD-Frischdampfüberhitzeraustritt bis Turbineneintritt
G12	Pinch-Point HD- sowie MD-Verdampfer	10	K	
G13	Pinch-Point ND-Verdampfer	12	K	
G14	Approach-Temperaturen für alle Verdampfersysteme	0	K	entspricht der Speisewasserunterkühlung am Dampfzeugereintritt
G15	Siedetemperaturunterkühlung Speisewasser vor Trommeleintritt (alle Verdampfersysteme)	10	K	Druck wird entsprechend höher gewählt, um Verdampfung im Economiser zu vermeiden
G16	Mischungstemperatur Kondensat	60	°C	vor Eintritt in den Kondensatvorwärmer (rauchgasbeheizt) zur Vermeidung von Taupunktunterschreitungen im Rauchgas
G17	sonstiger elektrischer Eigenbedarf	0,1	%	der elektrischen Leistung an der Generatorklemme

Die Herstellerangaben aus Tabelle 4.19 sind auf die Bedingungen der Norm ISO 2314 bezogen. Diese Werte referenzieren daher auf Betriebsbedingungen, wenn reines Methan als Brennstoff eingesetzt würde, Umgebungsbedingungen von 15 °C und 1,013 bar (totale Größen) bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 60 % vorlägen und Einlass- sowie Auslassdruckverluste nicht vorhanden wären. Für die Parametrierung der durchgeführten Gesamtprozesssimulationen werden zunächst die Gasturbinen in einem separaten Modell unter diesen Bedingungen simuliert. Dazu wird unabhängig von der real zum Einsatz kommenden Prozessführung des Gasturbinenprozesses die Gasturbinenanlage durch ein Ersatzmodell, bestehend aus Verdichter, Brennkammer, Gasturbine sowie Generator, modelliert. Es werden die Wirkungsgrade des Verdichters sowie der Turbine so angepasst, dass die Parameter Abgastemperatur und -massenstrom sowie elektrischer Bruttowirkungsgrad und elektrische Bruttoleistung bei gegebenem Verdichtungsverhältnis übereinstimmen. Mit den so bestimmten Wirkungsgraden des Gasturbinenanlagen-Ersatzmodells werden für die Simulation im Gesamt-GuD-Kraftwerksprozess die Eintritts- bzw. Auslassdruckverluste des Ansaugsystems bzw. des Abhitze-Dampferzeugers modelliert. Weiterhin wird anstelle von reinem Methan das in Tabelle 3.3 spezifizierte Erdgas für die Simulation verwendet. Im Gesamtprozessmodell werden die gleiche Bruttoleistung und die gleiche Abgastemperatur durch Anpassung des Brennstoffmassenstroms und des verdichteten Luftmassenstroms eingestellt. Dieses Vorgehen entspricht in etwa dem Vorgehen bei realen Anlagen [66].

Anschließend werden die Druckniveaus der Mittel- und Niederdruckstufe des Abhitze-Dampferzeugers nach dem in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Vorgehen unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Wirkungsgradparametrierung der Dampfturbinen (siehe Abschnitt 3.3.9) optimiert. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Tabelle 4.21 zusammengefasst. In der Tabelle A.5 im Anhang A.10 sind die Zwischenergebnisgrößen der verschiedenen Simulationen aufgeführt.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass sich die elektrischen Nettowirkungsgrade der GuD-Kraftwerke mit F-Klasse-Gasturbinen (GT 26, GE 9FB, SGT5-4000F) mit einem relativen Wirkungsgradunterschied von ca. 0,8 % nur verhältnismäßig geringfügig unterscheiden, wenn vergleichbare Abhitze-Dampfkraftprozesse Anwendung finden.

Generell haben Gasturbinenanlagen mit gleichem Wirkungsgrad, jedoch gleichzeitig höheren Abgastemperaturen einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad des Kombiprozesses, wenn erhöhte Frischdampf- bzw. Zwischendampftemperaturen des

Abhitze-Dampfkraftprozesses realisiert werden. Mit steigenden Frischdampftemperaturen sind auch steigende Frischdampfdrücke für den Wirkungsgrad vorteilhaft. Diese sind jedoch mit zusätzlich erhöhten Kosten verbunden.

Tabelle 4.21: Ergebnisgrößen der Simulationen des erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerks auf Grundlage verschiedener Gasturbinenmodelle

Größe	Bezug	Einheit	Gasturbinenmodell			
			GT 26	GE 9FB	SGT5-4000F	SGT5-8000H
elektrische Leistung	Brutto	MW	445,7	435,2	431,0	575,3
	Netto	MW	439,3	428,7	424,7	567,0
Wirkungsgrad η_{uVDI}	Brutto	%	58,63	58,52	58,98	60,75
	Netto	%	57,78	57,65	58,13	59,88
Wirkungsgrad η_{u10}	Brutto	%	58,32	58,20	58,64	60,43
	Netto	%	57,54	57,33	57,79	59,56
Wirkungsgrad η_{o10}	Brutto	%	52,54	52,43	52,83	54,44
	Netto	%	51,78	51,65	52,07	53,66
spez. CO ₂ -Emissionen		g/kWh _{el, net.}	355	356	353	343
Brennstoffmassenstrom		t/h	58,6	57,3	56,3	72,9
Leistungsanteil GTA ^{a)}		%	65,5	64,1	66,6	65,2

a) von gesamter Bruttoleistung

Nach Tabelle 4.21 übertrifft das GuD-Kraftwerk mit der SGT5-4000F Gasturbinenanlage den elektrischen Wirkungsgrad des GuD-Kraftwerks mit der GT26 Gasturbinenanlage, obwohl die Frischdampf Temperatur um 35 K geringer ist (vgl. Tabelle A.5 im Anhang A.10). Dies ist mit dem höheren elektrischen Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage begründet. Der um etwa einen Prozentpunkt geringere elektrische Bruttowirkungsgrad der GT26 müsste aufgrund der Leistungsverhältnisse durch einen um etwa 3 %-Punkte besseren Prozesswirkungsgrad des Abhitze-Dampfkraftprozesses ausgeglichen werden. Offenbar ist das trotz der höheren Dampftemperaturen nicht der Fall.

Die Wahl des Frischdampfdrucks erfolgt bei realen Anlagen nach projektspezifischen Anforderungen und den technischen sowie wirtschaftlichen Randbedingungen. Aus diesem Grund und zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit der im Rahmen dieser Arbeit erzielten Berechnungsergebnisse wurde für alle Abhitze-Prozesse derselbe Frischdampfdruck von 150 bar verwendet. Dies erklärt, weshalb der Nettowirkungsgrad des Kombiprozesses mit der SGT5-8000H nicht die Herstellerangaben von > 60 % erreicht, da der Hersteller den HD-Frischdampfdruck des Abhitze-Dampfkraftprozesses mit 170 bar⁵³ vorschlägt

⁵³ Die Simulation des GuD-Kraftwerksprozesses mit SGT5-8000H Gasturbinenanlage und einem Druck der HD-Stufe von 170 bar ergibt eine elektrische Nettoleistung von 567,7 MW und elektrische Nettowirkungsgrade von $\eta_{uVDI} = 59,95$ %, $\eta_{u10} = 59,63$ % und $\eta_{o10} = 53,72$ %.

[253]. Dennoch lässt sich der Fortschritt der Technologie anhand des gewählten Beispiels der SGT5-8000H deutlich erkennen und mit etwa 2 %-Punkten Wirkungsgradverbesserung quantifizieren.

Es ist darauf hinzuweisen, dass bei den Untersuchungen, entgegen der Festlegung der in Teilkapitel 3.1 beschriebenen Bilanzgrenze, die Versorgung mit Erdgas als vereinfachende Annahme genau auf dem jeweiligen Druckniveau erfolgt, das ausreichend ist, um den Brennstoff der Brennkammer zuführen zu können. Abhängig von realen Standortbedingungen und von der eingesetzten Gasturbinenanlage könnte der Lieferdruck des Erdgases über oder auch unter dem notwendigen Druck liegen, sodass eine Entspannung oder Verdichtung notwendig wäre. Die hier getroffene Annahme bedeutet, dass einer Gasturbinenanlage mit höherem Druckverhältnis Erdgas mit höherem Druck zugeführt wird. Das damit erhaltene zusätzliche Arbeitspotenzial bei der Entspannung in der Gasturbine wird nicht bilanziert. Tatsächlich ist dieser Effekt jedoch als gering zu bewerten, da zum einen der Brennstoffmassenstrom nur etwa 2,5 % des in der Turbine entspannten Massenstroms entspricht und zum anderen die ISO-Leistungsdaten nach dem gleichen Prinzip bestimmt werden. Des Weiteren profitiert im Wesentlichen nur die Gasturbinenanlage GT26 von dieser Vereinfachung, da diese ein deutlich höheres Verdichtungsverhältnis und somit einen höheren Brennkammerdruck aufweist als die übrigen in dieser Arbeit betrachteten Gasturbinenanlagen (vgl. Tabelle 4.19).

4.5 Vergleich der untersuchten Kraftwerksprozesse

In den folgenden Ausführungen werden die erzielten Untersuchungsergebnisse vergleichend diskutiert. In den drei Abbildungen 4.9 bis 4.11 sind die weiter oben in zahlenmäßiger Form zu jedem Prozess angegebenen Ergebnisse in Diagrammen zusammengestellt. Auch die genaueren technischen Einzelheiten des jeweiligen Prozesses sind bereits weiter oben beschrieben worden. Hier werden nur für den Vergleich relevante oder darüber hinaus gehende Details beschrieben.

In Abbildung 4.9 sind die elektrischen Nettowirkungsgrade mit Bezug auf den Heizwert η_{u10} sowie den Brennwert η_{o10} des jeweiligen Brennstoffs bei der angenommenen Umgebungstemperatur von 10 °C nach der Definition aus Tabelle 3.5 rechts oben und unten, die elektrischen Eigenbedarfe und die sich aus der Summe des jeweiligen Nettowirkungsgrads und des elektrischen Eigenbedarfs ergebenden elektrischen Bruttowirkungsgrade dargestellt.

Die höchsten elektrischen heizwertbezogenen Bruttowirkungsgrade η_{u10} weisen die erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerksprozesse mit 58,2 bis 60,4 % auf. Aufgrund des geringen Eigenbedarfs dieser Anlagen von ca. 0,8 bis 0,9 %-Punkten, liegen deren heizwertbezogenen Nettowirkungsgrade zwischen 57,3 und 59,6 % und sind damit ebenfalls die höchsten der untersuchten Kraftwerksprozesse. Dabei liegen die GuD-Kraftwerke mit den F-Klasse-Gasturbinen in einem Bereich von 0,5 %-Punkten sehr dicht beieinander. Das GuD-Kraftwerk mit der H-Klasse-Gasturbine verfügt über einen um ca. 2 %-Punkte höheren Wirkungsgrad.

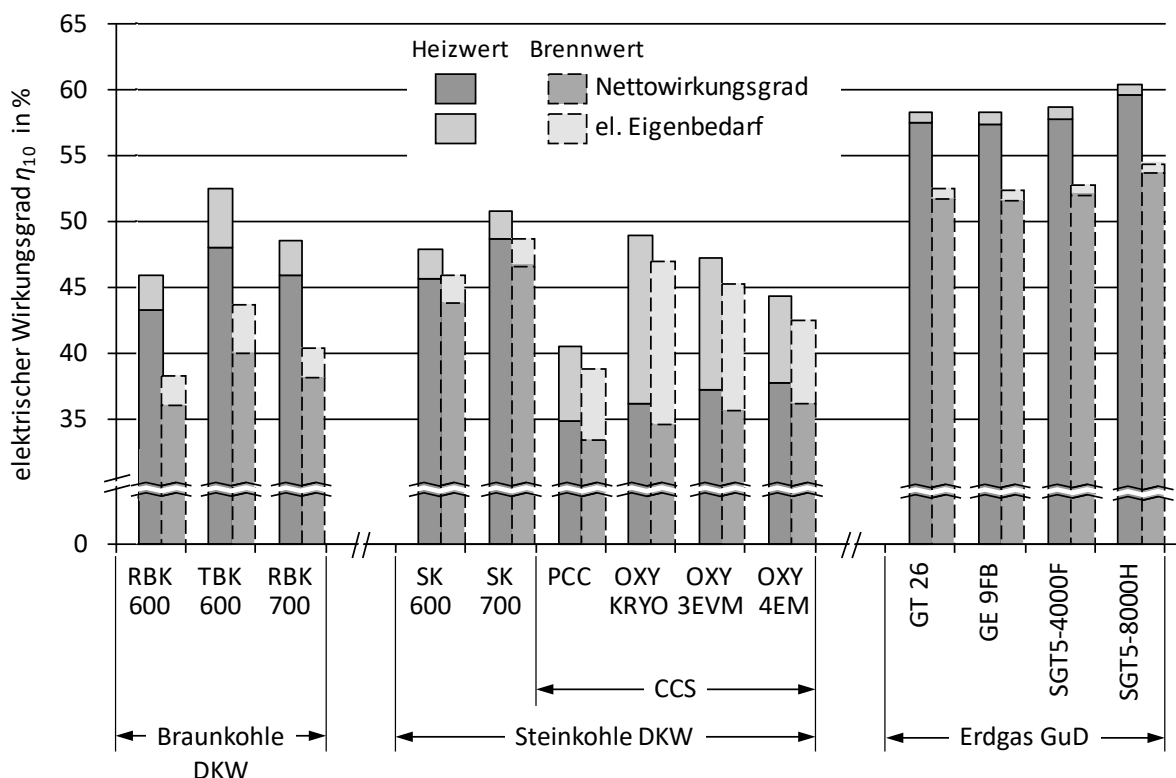


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung der elektrischen Wirkungsgrade der untersuchten Kraftwerksprozesse nach der Definition η_{10} , d. h. ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmen von Brennstoff und Luft als Aufwand, mit Bezug sowohl auf den Heizwert als auch auf den Brennwert bei Umgebungstemperatur (siehe Tabelle 3.5, rechts oben und unten). Alle Kraftwerksprozesse mit CO_2 -Abtrennung (CCS) basieren auf dem steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerk mit 600-°C-Technologie (SK600). (RBK = Rohbraunkohle, TBK = Trockenbraunkohle (integrierte Trockenbraunkohleerzeugung durch adWST-BV), SK = Steinkohle, 600 = Dampfkraftwerk mit 600-°C-Technologie, 700 = Dampfkraftwerk mit 700-°C-Technologie, PCC = Post-Combustion- CO_2 -Abtrennung, OXYKRYO = Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage, OXY3EVM = Oxyfuel-Kraftwerk mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage im 3-End-Vakuum-Verfahren, OXY4EM = Oxyfuel-Kraftwerk mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage im rauchgasgespülten 4-End-Verfahren). Erdgasbefeuerte GuD-Kraftwerke mit den Gasturbinenmodellen der F-Klasse GT26, GE 9FB und SGT5-4000F sowie der H-Klasse SGT5-8000H.

Die Dampfkraftwerke der 600-°C-Technologie ohne CO₂-Abtrennung, die den Stand der Technik widerspiegeln, besitzen heizwertbezogene Nettowirkungsgrade von 45,7 % für das steinkohlebefeuerte (SK600) bzw. 43,2 % für das braunkohlebefeuerte Kraftwerk (BK700). Die Anwendung der 700-°C-Technologie führt zu einer heizwertbezogenen Nettowirkungsgradsteigerung von 2,9 %-Punkten für das steinkohlebefeuerte sowie 2,6 %-Punkten für das braunkohlebefeuerte Dampfkraftwerk. Damit profitiert das steinkohlebefeuerte Dampfkraftwerk absolut sowie relativ etwas stärker von der Steigerung der Prozessparameter im Wasser-/Dampfkreislauf als das braunkohlebefeuerte Dampfkraftwerk. Dies ist vor allem in der zusätzlich erforderlichen Temperaturerhöhung am warmen Ende des Regenerativ-Luftvorwärmers zur Vermeidung sehr geringer Grädigkeiten am Economiser des braunkohlebefeierten Dampfkraftwerks begründet.

Die heizwertbezogene Nettowirkungsgradverbesserung des Dampfkraftwerks mit integrierter Braunkohlevortrocknung durch aDWST-BV (TBK600) beläuft sich gegenüber dem rohbraunkohlebefeierten Referenzkraftwerksprozess (RBK600) auf 4,8 %-Punkte und zeigt damit ein um 2,2 %-Punkte höheres Wirkungsgradpotenzial als die 700-°C-Technologie (RBK700). Folglich übertrifft das trockenbraunkohlebefeuerte (TBK600) sogar das vergleichbare steinkohlebefeuerte Dampfkraftwerk (SK600) um 2,3 %-Punkte und reicht bis auf ca. 0,6 %-Punkte an den Wirkungsgrad des steinkohlebefeierten Dampfkraftwerks mit 700-°C-Technologie (SK700) heran. Eine Kombination beider Technologien, integrierte Braunkohlevortrocknung und 700-°C-Technologie, verspricht zwar ein noch größeres Wirkungsgradverbesserungspotenzial⁵⁴, jedoch Vergrößern sich abgesehen von den zu tätigenen Investitionen auch die Herausforderungen bei der Materialwahl und der Konstruktion des Dampferzeugers.

Die elektrischen Eigenbedarfe der steinkohlebefeierten Dampfkraftwerksprozesse liegen bei 2,1 % der heizwertbezogenen Feuerungswärmeleistung sowie bei 2,7 % für die rohbraunkohlebefeierten Dampfkraftwerksprozesse. Dieser Unterschied ist im Wesent-

⁵⁴ Mit Hilfe der Simulationsmodelle wurde in Nebenrechnungen bestimmt, dass der Wirkungsgradgewinn bei der Kombination der 700-°C-Technologie mit der integrierten Braunkohlevortrocknung durch aDWST-BV einen Wirkungsgradvorteil von ca. 7,1 %-Punkten gegenüber dem Referenzkraftwerksprozess RBK600 bietet, wenn die Mediumtemperatur in der Membranwand in Höhe des Feuerraumes auf dem gleichen Wert wie bei der RBK600 Simulation gehalten wird. Es ist dann jedoch eine Rauchgasrückführungsrate von insgesamt 45,8 % notwendig. Wird unter Annahme des Ergebnisses der RBK700 Simulation die Membranwandtemperatur in Höhe des Feuerraumes entsprechend gesteigert, erhöht sich die Wirkungsgradsteigerung auf 7,7 %-Punkte, da nun die Rauchgasrückführungsrate von insgesamt nur ca. 28,4 %, wie im TBK600 Prozess, benötigt wird. Diese Nebenrechnung zeigt außerdem auf, dass die Kombinationen von Technologien eigenständige Simulationen benötigen, da die einfache rechnerische Summe der einzelnen Wirkungsgradverbesserungen von RBK600 zu TBK600 bzw. zu RBK700 7,4 %-Punkte betragen (vgl. Tabellen 4.4, 4.6 und 4.10).

lichen auf den erhöhten elektrischen Antriebsarbeitsbedarf zur Förderung und Entschwefelung des größeren Rauchgasvolumenstroms sowie zur Durchführung der Mahltrocknung zurückzuführen. Im Unterschied dazu benötigt das trockenbraunkohlebefeuerte Dampfkraftwerk mit integrierter Brennstoffvortrocknung durch aDWST-BV (TBK600) aufgrund der Brüdenverdichtung einen noch höheren elektrischen Eigenbedarf von 4,5 %-Punkten. Im Ergebnis überragt es alle untersuchten kohlebefeuchten Dampfkraftwerke in seinem heizwertbezogenen Bruttowirkungsgrad von 52,5 %.

Die heizwertbezogenen Nettowirkungsgrade der steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerke mit CO₂-Abtrennung liegen zwischen 34,8 und 37,7 % und unterscheiden sich damit deutlich von dem Referenzkraftwerksprozess SK600 (45,7 %). Durch die CO₂-Abtrennung ist also eine relative Nettowirkungsgradverminderung im besten Fall (OXY4EM) von 17,4 % und im schlechtesten Fall (PCC) von 23,7 % hinzunehmen. Bemerkenswert ist, dass das Oxyfuel-Kraftwerk mit kryogener Luftzerlegungsanlage (OXYKRYO) den Bruttowirkungsgrad des Referenzprozesses SK600 mit 48,9 % sogar um 1,1 %-Punkte übertrifft. Dies ist auf den verbesserten Dampferzeugerwirkungsgrad durch den mehr als halbierten Rauchgasmassenstrom am Dampferzeugeraustritt bei gleicher Temperatur aufgrund des weitgehenden Fernhaltens des Stickstoffs bei der Verbrennung zurückzuführen. Dieser Vorteil wird jedoch durch den elektrischen Eigenbedarf, der bei diesem Prozess mit 12,9 % am größten von allen betrachteten Prozessen ist, soweit aufgewogen, sodass dieser Prozess mit 36,1 % über den geringsten Nettowirkungsgrad der Oxyfuel-Kraftwerke verfügt. Dabei werden 52,8 % des elektrischen Eigenbedarfs durch den Antrieb des Luftverdichters der kryogenen Luftzerlegungsanlage und 32,7 % durch den Antrieb der Verdichter des CO₂-Aufreinigungsprozesses (inkl. Drucksteigerung auf Pipelineübergabedruck von 110 bar), also in Summe 85,5 %, verursacht.

Demgegenüber weisen die Oxyfuel-Kraftwerksprozesse mit Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage geringere heizwertbezogene Bruttowirkungsgrade von 47,1 % für das Kraftwerk mit 3-End-Vakuum-Membran (OXY3EVM) und 44,3 % für das Kraftwerk mit rauchgasgespülter 4-End-Membran (OXY4EM) auf. Der verminderte Bruttowirkungsgrad erklärt sich im Wesentlichen durch den Hochtemperaturwärmebedarf der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage, der bei dem Kraftwerk OXY3EVM gegenüber dem OXY4EM wesentlich geringer ist. Diese zur Sauerstofferzeugung benötigte Hochtemperaturwärme steht dem Dampfkraftprozess nicht mehr zur Dampferzeugung zur Verfügung, wodurch der Bruttowirkungsgrad reduziert wird. Demgegenüber steht jedoch als Vorteil bei diesen beiden Kraftwerksprozessen ein deutlich reduzierter elektrischer Eigenbedarf zur Sauerstoffbereitstellung, sodass sich ein höherer Nettowirkungsgrad gegenüber dem Oxyfuel-Referenzkraftwerk (OXYKRYO) ergibt.

Der elektrische Eigenbedarf des Kraftwerks OXY3EVM beträgt 10 % der heizwertbezogenen Feuerungswärmeleistung und ist damit 2,9 %-Punkte geringer als derjenige des OXYKRO-Kraftwerks. Dabei ist der elektrische Antriebsbedarf zur Sauerstoffbereitstellung, der sich aus dem Antrieb des Sauerstoff-Vakuumverdichters und des Frischluftgebläses ergibt, um 40 %, d. h. 60 MW, geringer. Somit ergibt sich mit 37,1 % ein gegenüber dem OXYKRYO-Kraftwerk um etwa 1 %-Punkt höherer heizwertbezogener Nettowirkungsgrad.

Durch die geänderte Prozessführung im Fall OXY4EM, die sich z. B. in einer deutlich gesteigerten Rauchgasrückführungsrate von 85 % im Vergleich zu 65 % bei dem OXYKRYO-Kraftwerk widerspiegelt, wird ein erhöhter elektrischer Eigenbedarf zur Förderung der Rauchgase benötigt. Dieser wird zum Teil durch die positive elektrische Leistungsbilanz der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage, welche in der Eigenbedarfsbilanz berücksichtigt wird, aufgewogen. Der gesamte elektrische Eigenbedarf fällt mit 6,5 % der heizwertbezogenen Feuerungswärmeleistung nochmals um 3,5 % geringer aus als beim OXY3EVM-Kraftwerk.⁵⁵ Folglich ist der heizwertbezogene Nettowirkungsgrad für das OXY4EM-Kraftwerk mit 37,7 % zu beziffern und übertrifft damit den des Referenzkraftwerks OXYKRYO um 1,6 %-Punkte bzw. den des OXY3EVM-Kraftwerks um 0,6 %.

Die geringsten elektrischen Netto- und Bruttowirkungsgrade werden für das steinkohlebefeuerte Dampfkraftwerk mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung (PCC) berechnet. Der heizwertbezogene Bruttowirkungsgrad von 40,4 % ist 7,4 %-Punkte geringer als der des Referenzkraftwerks ohne CO₂-Abtrennung SK600 und liegt damit sogar 5,2 %-Punkte unter dessen Nettowirkungsgrad. Der geringe Bruttowirkungsgrad ist hauptsächlich durch die große Dampfantnahme von 55 % des Dampfmassenstroms nach Mitteldruckturbine zur Beheizung des Desorbersumpfes der Monoethanolamin-Wäsche begründet. Dieser Dampfbedarf ist so groß, dass sich bei diesem Gesamtprozess der größte Wirkungsgradverlust infolge CO₂-Abtrennung ergibt. Zusätzlich ist der elektrische Eigenbedarf gegenüber dem Referenzkraftwerk SK600 mit 5,6 % der heizwertbezogenen Feuerungswärmeleistung um 3,5 %-Punkte höher. Diese Eigenbedarfssteigerung wird durch den elektrischen Antrieb des CO₂-Verdichters (+2,9 %-Punkte) sowie durch den Antriebsbedarf der Post-Combustion-CO₂-Abtrennungsanlage (+0,6 %-Punkte) verursacht. Der heizwertbezogene Nettowirkungsgrad dieses Kraftwerks (PCC) beträgt 34,8 %

⁵⁵ Würde der elektrische Leistungsüberschuss der Verdichter-/Entspannungsturbinen-Kombination der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlage nicht in die Eigenbedarfsbilanz aufgenommen, sondern der Bruttoerzeugung hinzugerechnet, so würde sich praktisch der gleiche Nettowirkungsgrad, jedoch ein höherer Bruttowirkungsgrad von ca. 45,9 % (Heizwertbezug) und ein höherer elektrischer Eigenbedarf von 8,2 % der heizwertbezogenen Feuerungswärmeleistung ergeben.

und ist damit ebenfalls der geringste der betrachteten Kraftwerksprozesse mit CO₂-Abtrennung. Die Wirkungsgradeinbuße gegenüber dem Referenzprozess ohne CO₂-Abtrennung SK600 beträgt 10,8 %-Punkte.

Der Bezug der elektrischen Wirkungsgrade auf den Brennwert, wie er im internationalen Umfeld ebenfalls sehr üblich ist, führt im Prinzip zu denselben Relationen bei dem Technologievergleich von Kraftwerken, die mit demselben Brennstoff befeuert werden. Da der Brennwert höher als der Heizwert ist und die Feuerungswärmeleistung als Produkt aus Brennstoffmassenstrom und Brennwert bzw. Heizwert im Nenner der Wirkungsgraddefinition stehen, fallen die absoluten Zahlen der Wirkungsgrade grundsätzlich geringer aus. Da sich kein zusätzlicher Erkenntnisgewinn aus der detaillierten vergleichenden Beschreibung der Wirkungsgrade mit Bezug auf den Brennwert für die Kraftwerksprozesse, in denen der gleiche Brennstoff verfeuert wird, ergibt, wird daher auf eine entsprechende Ausführung verzichtet. Der Unterschied der Feuerungswärmeleistung mit Brennwertbezug gegenüber dem Bezug auf den Heizwert ist für die im Rahmen der Untersuchungen angenommenen Brennstoffe für Braunkohle mit 20,1 % am größten. Für Erdgas beträgt dieser 11,0 % und ist für Steinkohle mit 4,1 % am kleinsten. Die Differenzen zwischen dem Nettowirkungsgrad mit Heizwert- und mit Brennwertbezug sind bei den braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerken größer als 7 %-Punkte, während sie bei den erdgasbefeuchten GuD-Kraftwerken um etwas unterhalb von 6 %-Punkten und bei den steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerken unter 2 %-Punkten liegen. Die größte Differenz findet sich bei dem braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerk mit integrierter Brennstoffvortrocknung durch aDWST-BV (TBK600) mit 8,0 %-Punkten. Am kleinsten fällt die Differenz wegen des geringen Wirkungsgradniveaus und des Brennstoffs Steinkohle bei dem Kraftwerk mit Post-Combustion-CO₂-Abtrennung (PCC) mit 1,3 %-Punkten aus.

Bei der vergleichenden Betrachtung der untersuchten Kraftwerksprozesse zwischen den Brennstoffgruppen ändert der Bezug des elektrischen Wirkungsgrads auf den Brennwert nichts daran, dass die erdgasbefeuchten GuD-Kraftwerksprozesse immer noch die kohlebefeuchten Dampfkraftwerksprozesse im Wirkungsgrad deutlich überragen. Dagegen erreicht der braunkohlebefeuchte Kraftwerksprozess mit integrierter Brennstoffvortrocknung durch aDWST-BV (TBK600) weder im Netto- noch im Bruttowirkungsgrad das Wirkungsgradniveau der steinkohlebefeuchten Kraftwerksprozesse ohne CO₂-Abtrennung.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden auch die heizwertbezogenen elektrischen Wirkungsgrade η_{uVDI} nach VDI 3986, d. h. mit Berücksichtigung der sensiblen Wärmen von Brennstoff und Luft, bestimmt. Die zur Bilanzierung angenommene Umgebungstemperatur von 10 °C der Einsatzstoffe Luft und Brennstoff liegt unterhalb der Bezugstemperatur von

15 °C der Wirkungsgraddefinition nach VDI 3986. Nach Gleichung (3.16) ergibt sich dadurch ein kleinerer Gesamtwärmestrom, der dem jeweiligen Kraftwerksprozess als Aufwand zugeführt wird, als ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmen. Infolgedessen sind die Wirkungsgrade η_{uVDI} immer größer als diejenigen in Abbildung 4.9 dargestellten Wirkungsgrade η_{u10} ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmen.

In Abbildung 4.10 sind die relativen Differenzen der erzielten Nettowirkungsgrade der untersuchten Kraftwerksprozesse mit und ohne Berücksichtigung der sensiblen Wärmen gegenübergestellt.

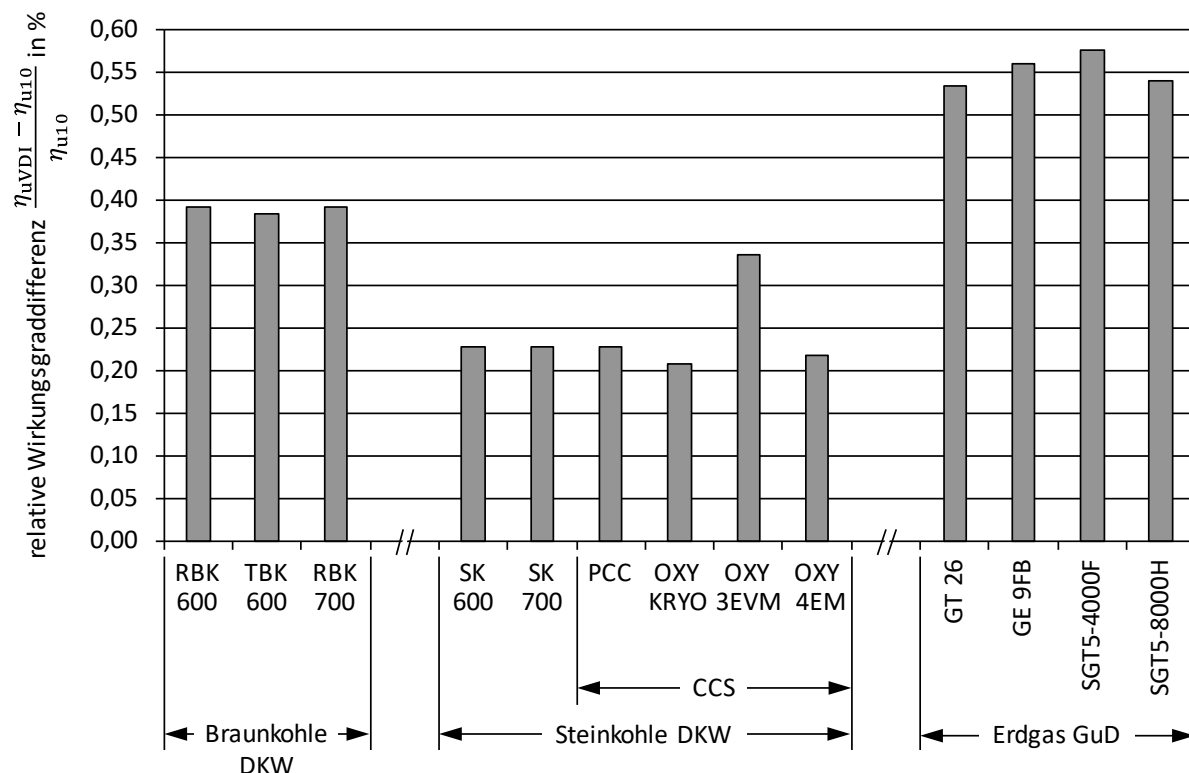


Abbildung 4.10: Gegenüberstellung der relativen Nettowirkungsgraddifferenzen der untersuchten Kraftwerksprozesse zwischen der Definition η_{uVDI} und η_{u10} in Relation zum Wirkungsgrad η_{u10} (siehe Tabelle 3.5, unten). Erläuterungen und verwendete Abkürzungen siehe Abbildung 4.9.

Aufgrund der nicht sehr großen Temperaturdifferenz der Umgebungstemperatur zur Bezugstemperatur von 5 K fallen die relativen Wirkungsgraddifferenzen gering aus. Die größten ergeben sich bei den erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerksprozessen und liegen in einem Bereich von 0,53 bis 0,58 %. Die braunkohlebefeuchten Dampfkraftwerke liegen mit 0,38 bis 0,39 % im Mittelfeld. Schließlich zeigen die steinkohlebefeuchten Dampfkraftwerke die kleinsten relativen Wirkungsgraddifferenzen von 0,21 bis 0,34 %, gleichzeitig jedoch die größte Variabilität in den Werten. Die Unterschiede zwischen den Kraftwerksprozessen ergeben sich zum einen durch die eingesetzte Brennstoffart und zum anderen

durch die benötigte Luftmenge. Die Abweichungen zwischen den relativen Wirkungsgraddifferenzen der Kraftwerksprozesse, die mit demselben Brennstoff befeuert werden, ergeben sich ausschließlich aus einer Änderung des Luft/Brennstoff-Verhältnisses. Daher erklärt sich z. B., weshalb die relative Wirkungsgraddifferenz der Oxyfuel-Kraftwerke stark variiert, während sie bei den steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerken, bei denen die Verbrennungsbedingungen unverändert bleiben (SK600, SK700 und PCC), identisch sind.

In Abbildung 4.11 sind die aus der Verbrennung der fossilen Brennstoffe resultierenden, an die Nettostromerzeugung gebundenen CO₂-Massenströme gegenübergestellt. Bei den Prozessen mit CO₂-Abtrennung ist zusätzlich die zu speichernde CO₂-Masse je erzeugter Kilowattstunde Nettoelektroenergie dargestellt. Die Summe aus der spezifischen CO₂-Emission und der spezifischen zu speichernden CO₂-Masse ergibt die spezifisch bei der Stromproduktion insgesamt anfallende CO₂-Masse.

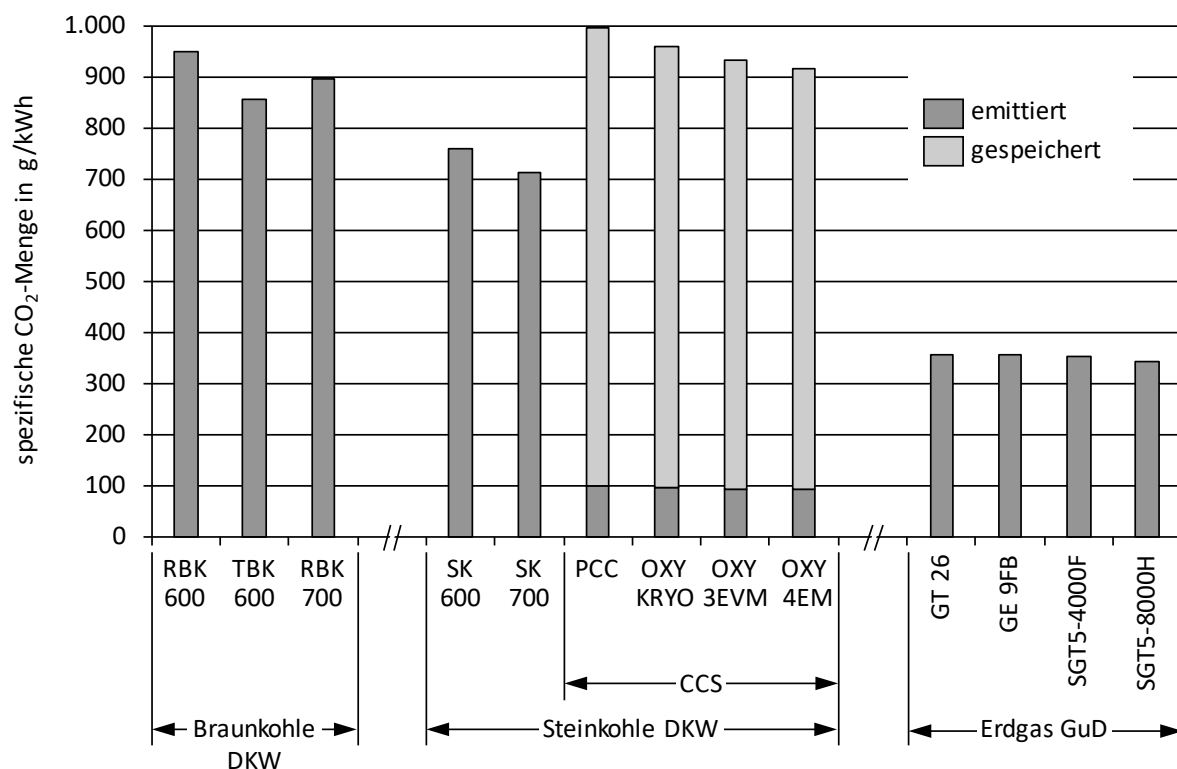


Abbildung 4.11: Vergleich der spezifischen CO₂-Mengen der untersuchten Kraftwerksprozesse. Erläuterungen und verwendete Abkürzungen siehe Abbildung 4.9.

Bei gleichem Brennstoff sind die spezifischen CO₂-Emissionen nur an den elektrischen Wirkungsgrad in reziproker Weise gekoppelt. So haben die GuD-Kraftwerke, welche die besten elektrischen Wirkungsgrade der untersuchten Kraftwerksprozesse aufweisen und gleichzeitig mit dem Brennstoff, der die geringste auf seinen Heizwert bezogene CO₂-Menge verursacht, befeuert werden, die geringsten spezifischen CO₂-Emissionen unter

den Kraftwerksprozessen ohne CO₂-Abtrennung. Die spezifischen CO₂-Emissionen der GuD-Kraftwerke mit Gasturbinenmodellen der F-Klasse liegen im Bereich von 353 bis 356 g/kWh. Die Wirkungsgradverbesserung durch Einführung der H-Klasse-Gasturbinen birgt im Vergleich einen Vorteil von mindestens 11 g/kWh in den CO₂-Emissionen.

Demgegenüber weist das braunkohlebefeuerte Kraftwerk RBK600 nach dem Stand der Technik die höchsten spezifischen CO₂-Emissionen von 951 g/kWh auf. Der Wirkungsgradvorteil durch Einsatz der 700-°C-Technologie (RBK700) bedeutet gegenüber dem Referenzkraftwerk RBK600 eine Verringerung von 55 g/kWh. Die Integration der Braunkohlevortrocknung mit aDWST-BV in das Referenzkraftwerk (TBK600) ermöglicht die größte CO₂-Emissionsminderung durch Wirkungsgradverbesserung um 96 g/kWh.

Für das steinkohlebefeuerte Kraftwerk SK600 nach dem Stand der Technik werden spezifische CO₂-Emissionen von 760 g/kWh ermittelt. Damit liegen diese 191 g/kWh unter denen des braunkohlebefeueren RBK600-Kraftwerks. Trotz des größeren Wirkungsgradgewinns durch Einsatz der 700-°C-Technologie bei dem steinkohlebefeueren Kraftwerk wird mit 46 g/kWh eine geringere CO₂-Emissionsminderung als bei den vergleichbaren braunkohlebefeueren Kraftwerken RBK600 bzw. RBK700 erzielt. Die Begründung dafür ist in dem höheren CO₂-Emissionsniveau der braunkohlebefeueren Kraftwerksprozesse zu finden.

Bei den Kraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung, die im Rahmen dieser Arbeit nur für den Brennstoff Steinkohle untersucht werden, ergeben sich aufgrund der Wirkungsgradeinbußen durch die CO₂-Abtrennung zunächst erzeugte spezifische CO₂-Mengen von im höchsten Fall (PCC) 997 g/kWh und im geringsten Fall (OXY4EM) von 916 g/kWh. Allerdings werden aufgrund der aus Vergleichszwecken bei allen Kraftwerksprozessen mit CO₂-Abtrennung gleichgesetzten CO₂-Abtrennungsrate von 90 % nur 10 % an die Atmosphäre emittiert. Auf diese Weise wird eine Minderung der spezifischen CO₂-Emissionen von 660 bis 668 g/kWh gegenüber dem Referenzkraftwerksprozess SK600 erzielt.

Im Vergleich liegen die CO₂-Emissionen der steinkohlebefeueren Dampfkraftwerke mit CO₂-Abtrennung in etwa 250 g/kWh unter denen der erdgasbefeueren GuD-Kraftwerke, welche die geringsten CO₂-Emissionen der Kraftwerksprozesse ohne CO₂-Abtrennung aufweisen. Somit weisen die steinkohlebefeueren Dampfkraftwerke mit CO₂-Abtrennung 70 % geringere CO₂-Emissionen auf als die GuD-Kraftwerke ohne CO₂-Abtrennung. Dafür müssen jedoch die Abgetrennten 90 % der erzeugten CO₂-Menge – entsprechend zwischen 897 (PCC) und 824 g/kWh (OXY4EM) – geeignet gespeichert werden.

5 Zusammenfassung

Die thermodynamische Bewertung von fossilbefeuerten Kraftwerksprozessen erfolgt heutzutage für gewöhnlich mit dem Werkzeug der rechnergestützten Modellierung und Simulation. Dieses Werkzeug wird beispielsweise zur Unterstützung der technisch-wirtschaftlichen Gegenüberstellung verschiedener Varianten bei der Auslegung und Projektierung von Neubaukraftwerken oder bei der Ertüchtigung bestehender Anlagen eingesetzt. Im Bereich der Forschung und Entwicklung ist es das einzige Instrument, was kostengünstig von der Idee bis zur Umsetzung alle notwendigen Schritte begleiten kann, und mit dessen Hilfe die verschiedenen Entwicklungsoptionen gegeneinander abgewägt werden können. Im praktischen Gebrauch lassen sich vor allem beim Vergleich von Technologien immer wieder Unzulässigkeiten bezüglich der Vergleichbarkeit feststellen. Besonders ist dies der Fall, wenn einzelne Technologien isoliert im Detail untersucht werden und die erhaltenen Ergebnisse mit denen anderer Arbeiten verglichen werden, ohne deren Annahmen und Randbedingungen zu prüfen und ggf. vorliegende Unterschiede zur eigenen Arbeit in Relation zu setzen. Oft genug ist diese Prüfung aufgrund unvollständiger Dokumentationen der Arbeiten in den Veröffentlichungen nicht möglich, sodass die Wiederholbarkeit der Untersuchung ausgeschlossen und die Nachvollziehbarkeit stark eingeschränkt ist.

Vor dem Hintergrund dieser Problematik wurde in dieser Arbeit zunächst ein allgemeingültiger Leitsatz entwickelt, der bei der Erstellung von Untersuchungen, vor allem mit dem Ziel des Technologievergleichs, als Führungshilfe dienen soll.

Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit von Untersuchungsergebnissen sind nicht nur vergleichbare Modellierungen, Parametrierungen und Entwurfskonzepte der Prozesse von zentraler Bedeutung. Auch die sinnvolle Festlegung der zusammenfassenden Vergleichsgrößen, wie z. B. der elektrische Wirkungsgrad, ist notwendig. Wichtig für die Nachvollziehbarkeit und somit die Beurteilbarkeit von Untersuchungen ist auch eine umfassende Dokumentationsarbeit. Dies betrifft neben der Ergebnisdarstellung vor allem auch den Bereich der bei Veröffentlichungen oft vernachlässigten Nennung der zugrunde gelegten mathematischen Modellierungen und deren Parameterwerten.

Im zweiten, umfangreicheren Teil der Arbeit wird aus dieser Sichtweise eine praxisorientierte Methodik abgeleitet, die realitätsnahe Vergleiche zulässt. Diese Methodik wurde konsequent an dem Beispiel einer Auswahl möglicher Entwicklungsoptionen der fossilbefeuerten Kraftwerkstechnik im Hinblick auf die weltweiten Bestrebungen der CO₂-Emissionseinsparungen bei der Stromerzeugung angewendet. Dabei werden Modellierungsansätze und verwendete Parameterwerte in vollem Umfang dargestellt, sodass

nicht nur die Nachvollziehbarkeit der Untersuchungen, sondern prinzipiell auch deren Wiederholbarkeit gewährleistet ist. Ein wesentlicher Aspekt ist dabei auch die Nennung von bewussten Vereinfachungen und Vernachlässigungen. Zudem wird bei der Dokumentation auf mögliche Fehlinterpretationen oder Verwechslungen hingewiesen, um somit eine Sensibilisierung für den verantwortungsvollen Umgang mit dem Werkzeug „Modellierung und Simulation“ sowie mit den daraus erhaltenen Ergebnissen zu erreichen. Unter Begründung der Anwendbarkeit werden im Rahmen dieser Arbeit als primäre Ergebnisgrößen der elektrische Wirkungsgrad sowie die spezifischen CO₂-Emissionen definiert, die auch in der zusammenfassenden Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse vergleichend diskutiert werden.

Bei der Parametrierung der Modelle müssen in bestimmten Fällen Kompromisse zwischen Vergleichbarkeit und Realitätsnähe geschlossen werden. Für Stromerzeugungstechniken, die auf demselben grundlegenden thermodynamischen Vergleichsprozess basieren, wurden Parameter gewählt, die aus heutiger Sicht einer möglichen realen Anlagenauslegung entsprechen.

In der Vergleichsstudie bilden die kohlebefeuernden Kraftwerke nach dem neuesten Stand der Technik in der größten realisierten Leistungsklasse von 1100 MW mit Temperaturen des Frischdampfes und des zwischenüberhitzten Dampfes von 600/620 °C sowie einem Frischdampfdruck von 285 bar die Ausgangsbasis. Dabei können diese Dampfkraftwerksprozesse bei der Modellierung für den Brennstoff Steinkohle mit 72 und für den Brennstoff Braunkohle mit 75 Parametern vollständig parametrisiert werden. Die Simulation der Ausgangskraftwerksprozesse ergibt einen elektrischen Nettowirkungsgrad gemäß der Definition aus VDI 3986 von 45,8 % bzw. von 43,4 % für das steinkohle- bzw. braunkohlebefeuerte Dampfkraftwerk.

Für die auf diesen Basisprozessen aufbauenden Modelle wurde die elektrische Bruttoleistung von 1100 MW als Bezugsleistungsgröße zum Vergleich möglicher Entwicklungsoptionen herangezogen. Zum einen wird zur Betrachtung des Entwicklungspfad der Wirkungsgradsteigerung bei Verwendung von Braunkohle die integrierte Brennstoffvortrocknung durch eine atmosphärische Dampfwirbelschichttrocknungsanlage mit Brüdenverdichtung zur Beheizung in den Vergleich aufgenommen. Darüber hinaus wird für die Verwendung von Stein- und Braunkohle (ohne Brennstoffvortrocknung) die Anwendung der 700-°C-Technologie betrachtet. Die Parametrierung dieser Prozesse kommt mit der gleichen Anzahl von Parametern aus, wie die Ausgangsprozesse. Zum anderen werden für den Brennstoff Steinkohle die Entwicklungsmöglichkeiten der

CO₂-Abtrennung und -Speicherung mit dem Post-Combustion-Verfahren sowie mit mehreren Varianten des Oxyfuel-Verfahrens untersucht. Bei den Oxyfuel-Verfahren wird die Sauerstoffbereitstellung zur Verbrennung der Kohle einerseits durch den kryogenen Luftzerlegungsprozess und andererseits durch Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsanlagen im Drei-End-Vakuum- sowie im rauchgasgespülten Vier-End-Verfahren betrachtet. Durch die Integration der verfahrenstechnischen CO₂-Abtrennungsprozesse mit Hilfe von Black-Box-Teilmodellen, deren Parameter im Zuge dieser Arbeit durch Nebensimulationen bestimmt bzw. verifiziert werden, können die betrachteten Prozesse mit CO₂-Abtrennung mit 84 bis 89 Parametern beschrieben werden. Als nachteilig bei der Verwendung der Black-Box-Modelle ist zu nennen, dass zumindest eine Überprüfung, wenn nicht eine Neubestimmung der Parameter notwendig ist, wenn Untersuchungen des Einflusses geänderter übriger Prozessparameter durchgeführt werden.

Abrundend wurden für die Verstromung von Erdgas die Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerksprozesse (GuD-Kraftwerksprozesse) in die Vergleichsstudie aufgenommen. Aufgrund der Standardisierung der Gasturbinenanlagen durch die Hersteller sowie der nicht öffentlich zugänglichen und proprietären Daten für deren ausreichend detaillierte Modellierung werden drei Gasturbinenmodelle der F-Klasse sowie eins der H-Klasse modelliert. Dazu sind die folgenden, von den Herstellern angegebenen fünf Größen ausreichend: elektrische Bruttoleistung und -wirkungsgrad, Abgasmassenstrom und -temperatur, sowie das Verdichtungsverhältnis. Die Dreidruck-Abhitze-Dampfkraftprozesse mit Zwischenüberhitzung wurden den spezifischen Bedingungen des jeweiligen Gasturbinenmodells angepasst und unter sonst vergleichbaren Randbedingungen und Parametern simuliert. Allen GuD-Kraftwerksprozessen wurde eine Einwellenkonfiguration, also eine Gasturbinenanlage in Kombination mit einer Dampfturbine, zugrunde gelegt. Dabei wurden für die GuD-Kraftwerksprozesse mit den Gasturbinenmodellen der F-Klasse elektrische Nettowirkungsgrade gemäß der Definition nach VDI 3986 im Bereich von 58,1 bis 58,7 % bestimmt. Für die H-Klasse wurde eine Wirkungsgradverbesserung von mindestens 2 %-Punkten berechnet.

Eine endgültige Wertung oder Bevorzugung einer bestimmten Technologie anhand der in dieser Arbeit erhaltenen Simulationsergebnisse darf nicht vorgenommen werden, da bei jeder Technologie, die nicht dem Stand der Technik zuzuschreiben ist, noch offene Fragen zum Optimierungspotenzial vor dem Hintergrund wirtschaftlicher Aspekte zu klären sind. Dabei war die Erarbeitung des technisch-wirtschaftliche Optimums der einzelnen Kraftwerksprozesse nicht Schwerpunkt dieser Arbeit. Aufgrund der dadurch bedingten Unsicherheit der zugrundeliegenden Parameterannahmen bei den Schlüsseltechnologien, die als mögliche Entwicklungen der Zukunft anzusehen sind, ist mit Wirkungsgrad-

differenzen von mindestens mehreren zehntel Prozentpunkten zu rechnen. Beispielsweise gilt dies bei den gaseitigen Druckverlusten der Hochtemperaturmembran-Luftzerlegungsverfahren zur Sauerstoffbereitstellung für den Oxyfuel-Kraftwerksprozess.

Im Ergebnis zeigt die vorliegende Arbeit am Beispiel der verschiedenen untersuchten Prozesse auf, wie eine gemeinsame Vergleichsbasis gefunden und angewendet werden kann. Die durchgeführten Untersuchungen können nachvollzogen und bei Bedarf wiederholt werden. So könnte der Einfluss einer Änderung der in dieser Arbeit gewählten Parameter, zusätzlich mit einer Kopplung wirtschaftlicher Berechnungen, untersucht werden oder die Bewertung weiterer Entwicklungsoptionen der Kraftwerkstechnik, die auf anderen Schlüsseltechnologien basieren, erfolgen.

Die hier grundlegend vorgestellten Prinzipien zur Anfertigung der Vergleichbarkeit von Studien ist mit entsprechender Adaption des detaillierten Vorgehens auf neue Untersuchungszwecke, wie auf Simulationen, die auf das Teillastverhalten oder das dynamische Verhalten der Kraftwerksprozesse abzielen, übertragbar.

Weiterhin ermöglicht die im Rahmen dieser Arbeit geleistete Dokumentationsarbeit das Benchmarking von kraftwerkstechnischen Prozesssimulationen und könnte zur Schaffung eines Standards genutzt werden, um so die Dokumentationsarbeit für andere Arbeiten zu vereinfachen.

Quellennachweise

- [1] VON ROON, S. und M. HUCK. *Merit Order des Kraftwerksparks* [online]. München: Forschungsstelle für Energiewirtschaft eV. 2010. [Zugriff am: 16.02.2020]
Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20160402063609/https://www.ffe.de/download/wissen/20100607_Merit_Order.pdf
- [2] WIESE, L., I. PFAFF und M. FRUTH. Flexibility requirements for fossil fired power plants to support the growth of the share of renewable energies. In: *VGB Power-Tech.* **93** (2013), Ausgabe Nr. 7, S. 28–35. ISSN 1435-3199
- [3] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). *World Energy Outlook 2018* [online]. Paris, 2018. [Zugriff am: 09.02.2020]. PDF e-book. ISBN 978-926-430-677-6. Verfügbar unter: DOI: 10.1787/weo-2018-en
- [4] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ARBEIT, (Hrsg.) Forschungs- und Entwicklungskonzept für emissionsarme fossil befeuerte Kraftwerke. Bericht der COORETEC-Arbeitsgruppen; Kurz- und Langfassung [online]. BMWA Dokumentation Nr. 527. Dezember 2003. [Letzter Zugriff am 09.02.2020] Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20071009030451/http://www.fz-juelich.de/ptj/projekte/datapool/page/1329/doku527.pdf>
- [5] BAYAR, T. French gas-fired plant sets efficiency record, In: *Power Engineering International* [online]. 20.06.2016 [Letzter Zugriff am 09.02.2020]. Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20190615081912/https://www.powerengineeringint.com/articles/2016/06/french-gas-fired-plant-sets-efficiency-record.html>
- [6] HENDRICKS, C.A. *Carbon Dioxide Removal from Coal fired Power Plants*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1994. ISBN 0-7923-3269-5
- [7] GÖTTLICHER, G. *Energetik der Kohlendioxidrückhaltung in Kraftwerken*. Düsseldorf: VDI-Verlag. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 – Energietechnik. Nr. 421. 1999. ISBN 9783183421060
- [8] GÖTTLICHER, G. und U.S. Department of Energy – National Energy Technology Laboratory, Hrsg.: *The Energetics of Carbon Dioxide Capture in Power Plant*. Pittsburgh, PA (USA): U.S. Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. 2004. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20131031231113/http://www.netl.doe.gov/technologies/carbon_seq/refshelf/Goettlichers%20book%20translation%20web%20version.pdf

- [9] BOLLAND, O., N. BOOTH, F. FRANCO, Hrsg., E. MACCHI, G. MANZOLINI, R. NAQVI, A. PFEFFER, S. REZVANI und M. A. ZARA. *CAESAR – Common Framework Definition Document / Work Package European Benchmarking Task Force* [Forschungsbericht]. 2009. Bericht Nr. 1.4.1, FP7 – ENERGY.2007.5.1-04
- [10] BOLLAND, O., N. BOOTH, F. FRANCO, Hrsg., E. MACCHI, G. MANZOLINI, R. NAQVI, A. PFEFFER, S. REZVANI, M. A. ZARA, und E. SANCHEZ-FERNANDEZ. *CESAR – Common Framework Definition Document*. [Forschungsbericht]. 2009. Bericht Nr. 2.4.1, FP7 – ENERGY.2007.5.1.1. 2009
- [11] ANANTHARAMAN, R., O. BOLLAND, N. BOOTH, E. VAN DORST, C. EKSTROM, E. SANCHEZ FERNANDES, F. FRANCO, HRSG, E. MACCHI, G. MANZOLINI, D. NIKOLIC, A. PFEFFER, M., PRINS und S. REZVANI. *DECARBit – European best practice guidelines for assessment of CO₂ capture technologies* [Forschungsbericht] Bericht Nr. 1.4.3, FP7 ENERGY.2007.5.1.1. 2011
- [12] HAGI, H. et al. Assessment of the Flue Gas Recycle Strategies on Oxy-Coal Power Plants using an Exergy-based Methodology [online]. In: *Chemical Engineering Transactions*, **35** (2013), S. 343–348. ISSN 1974-9791. Verfügbar unter: DOI: 10.3303/CET1335057.
- [13] FERNANDEZ, E. S. et al. Thermodynamic assessment of amine based CO₂ capture technologies in power plants based on European Benchmarking Task Force methodology [online]. In: *Fuel*. **129** (2014), S. 318–329. ISSN 0016-2361. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.fuel.2014.03.042
- [14] INTERNATIONALE ORGANISATION FÜR NORMUNG. *ISO 2314 (2009-12-00): Gas turbines – Acceptance tests*. Berlin: Beuth. 2009
- [15] FOUT, T. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Volume 1a: Bituminous Coal (PC) and Natural Gas to Electricity Revision 3* [Bericht]. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Bericht Nr. DOE/NETL-2015/1723. 2015.
- [16] FOUT, T. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Volume 1b: Bituminous Coal (IGCC) to Electricity Revision 2b—Year Dollar Update*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL-2015/1727. 2015

- [17] BLACK, J.B. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Volume 3a: Low Rank Coal to Electricity: IGCC Cases*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL- 2010/1399. 2011
- [18] BLACK, J.B. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Volume 3b: Low Rank Coal to Electricity: Combustion Cases*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL-2011/1463. 2011
- [19] BLACK, J.B. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants- Volume 3c: Natural Gas Combined Cycle at Elevation*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL-2010/1396. 2011
- [20] SUMMER, M. et al. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Volume 4: Coal-to-Liquids via Fischer-Tropsch Synthesis*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL-2011/1477. 2015
- [21] RATH, L. et al. *Cost and performance baseline for fossil energy plants – Volume 2: coal to synthetic natural Gas and ammonia*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL- 2010/1402. 2011
- [22] FISHER, J. et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Performing a Techno-economic Analysis for Power Generation Plants*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL-341/020915. Juli 2015
- [23] SUMMERS, W. M. et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Cost Estimation Methodology for NETL Assessments of Power Plant Performance*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL- 2011/1455. August 2011
- [24] BLACK, J., M. J. TURNER und L. L. PINKERTON. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Capital Cost Scaling Methodology*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 341/013113. Januar 2013

- [25] GRANT T. et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Carbon Dioxide Transport and Storage Costs in NETL Studies*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL- 2013/1614. Februar 2014
- [26] MATUSZEWSKI, M., V. CHOU und M. WOODS. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Estimating Plant Costs Using Retrofit Difficulty Factors*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 341/082313. Aug. 2013
- [27] BLACK, J., J. A. WITHUM und M. C. WOODS. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Fuel Prices for Selected Feedstocks in NETL Studies*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 341/11212. Nov. 2012
- [28] BLACK, J. et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Process Modeling Design Parameters in NETL Studies*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 2014/051314. Mai 2014
- [29] MATUSZEWSKI, M., et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Specifications for Selected Feedstocks*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL- 341/011812. Januar 2012
- [30] MATUSZEWSKI, M., V. VAYSMAN und L. YIXIN. *Quality Guidelines for Energy System Studies – Detailed Coal Specifications*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 401/012111. Januar 2012
- [31] FOUT T. et al. *Quality Guidelines for Energy System Studies – CO₂ Impurity Design Parameters, Draft Report*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. Report DOE/NETL – 341/011212. August 2012
- [32] JAMES, R. E. und T. SCHULTZ. *Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants – Overview and Future Work* [Presentation]. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: US Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. NETL-PUB- 21363. Juli 2017

- [33] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. *VDI 3633 Blatt 1: Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen – Grundlagen*. Berlin: Beuth, Dezember 2014
- [34] PETERS, M. S., K.D. TIMMERHAUS und R. E. WEST. *Plant design and economics for chemical engineers*. 5th Ed. New York: McGraw-Hill, 2003. ISBN 978-0-07-239266-1
- [35] LOH, H. P., J. LYONS und C. W. WHITE. *Process equipment cost estimation*. Morgantown, WV (USA) [u. a.]: National Energy Technology Center, 2002. Bericht Nr. DOE/NETL-2002/1169. Verfügbar unter: DOI: 10.2172/797810
- [36] BENDER, E.: *Die Berechnung von Phasengleichgewichten mit der thermischen Zustandsgleichung – dargestellt an den realen Fluiden Argon, Stickstoff, Sauerstoff und ihren Gemischen* [Habilitation]. Ruhr-Universität Bochum 1971
- [37] U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, Hrsg., G. V. MCGURL, R. E. JAMES, E. L. PARSONS, J. A. RUETHER und J. G. WIMER. *Quality Guidelines for Energy System Studies*. Pittsburgh, PA (USA) [u. a.]: U.S. Department of Energy – National Energy Technology Laboratory. 2004
- [38] EVONIK ENERGY SERVICES GMBH. *Ebsilon®Professional 9.00* [Software] – *Online Hilfe*. Verfügbar unter: <http://www.evonik-systemtechnologies.de>. Version: 2010
- [39] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. *VDI 3986: Ermittlung des Wirkungsgrads von konventionellen Kraftwerken*. Berlin: Beuth, Juli 2014
- [40] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. *DIN EN 12952-15: Wasserrohrkessel und Anlagenkomponenten – Teil 15: Abnahmeversuche*. Berlin: Beuth, Januar 2004
- [41] DEUTSCHER WETTERDIENST: *Klimadaten Deutschland – CDC (Climate Data Center)* [Online-Datenbank] Verfügbar unter: https://opendata.dwd.de/climate_environment/CDC/ [Zugriff 09.06.2019]
- [42] ROTH, M. Optimiertes „Kaltes Ende“. In: *Hannover Messe – Forum Power Plants – Technology in Dialogue* [online]. Hannover Messe, 21. – 25. April 2008. [Zugriff 09.06.2019]. PDF Präsentation. Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20190615082501/http://files.messe.de/cmsdb/001/14473.pdf>
- [43] INSTITUT FÜR THERMOFLUIDDYNAMIK – TECHNISCHE UNIVERSITÄT HAMBURG. *Matlab® Programm zur Erstellung von Mollier-Diagrammen* [Software]. Unveröffentlicht. <https://www.tuhh.de/tt/institut.html>. Version 2008

- [44] WOLF, J. und G. MANIER. Air 1. Emissions and Atmosphere [online]. In: *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*. Weinheim: Wiley-VCH. S. 667–690. PDF e-Book. 2011. Verfügbar unter: DOI: 10.1002/14356007.b07_403.pub3
- [45] ISALSKI, W. H. *Separation of Gases*. Oxford: Calendron, 1989. ISBN 9780198548119
- [46] HAUSEN, H. und H. LINDE. *Tieftemperaturtechnik – Erzeugung sehr tiefer Temperaturen, Gasverflüssigung und Zerlegung von Gasgemischen*. 2. Völlig Neubearb. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag. 1985. ISBN 3–540–13972–9
- [47] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. *DIN 1871 – Gasförmige Brennstoffe und sonstige Gase – Dichte und andere volumetrische Größen*. Berlin: Beuth, Mai 1999
- [48] KATHER, A., B. PASCHKE und S. KOWNATZKI S. *Verbundvorhaben COORAL – CO₂-Reinheit für Abscheidung und Lagerung, Teilprojekt: Prozessgasdefinition, Transportnetz und Korrosion des Instituts für Energietechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg; Berichtszeitraum: 01.04.2009 – 31.12.2012*. [Forschungsbericht, online]. Hamburg: Technische Universität Hamburg, Institut für Energietechnik. Januar 2013. FKZ 0327790E [Letzter Zugriff am 09.02.2020]. Verfügbar unter: DOI: 10.2314/GBV:773445129
- [49] AGRAWAL, R. und D. M. HERRON. Air Liquefaction: Distillation. Version:2000. In: I. D. WILSON, Hrsg. *Encyclopedia of Separation Science*. Oxford: Academic Press, S. 1895–1910. 2000. ISBN 978–0–12–226770–3. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/B0–12–226770–2/04821–3
- [50] BRANDT, F. *Dampferzeuger Kesselsysteme Energiebilanz Strömungstechnik*. In: FDBR FACHVERBAND DAMPFKESSELBEHÄLTER UND ROHRLEITUNGSBAU E.V. Hrsg. FDBR-Fachbuchreihe. Essen: Vulkan-Verlag, 1999
- [51] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. *DIN 5499 – Brennwert und Heizwert; Begriffe*. Berlin: Beuth, Jan 1972
- [52] THEN, O., H.-J. WÜLLENWEBER und B. KEINHÖRSTER. Neue Kohlekraftwerke bei RWE Power AG – Technologien und Herausforderungen. In: *VGB PowerTech*. **87** (2007), Ausgabe Nr.11, S. 69–74. ISSN 1435-3199
- [53] TREMMEL, A., H. MANDEL, U. KLAUKE und C. BRANDT. Modernste Turbinentechnologie mit höchsten Dampftemperaturen für das Kraftwerk Boxberg, Block R. In: *VGB PowerTech*. **86** (2006), Ausgabe Nr. 12, S. 71–75. ISSN 1435-3199
- [54] SCHOLTHOLT, H. STEAG Projects in Germany and Abroad. In: *VGB PowerTech* **87** (2007), Ausgabe Nr. 3, S. 28–32. ISSN 1435-3199

- [55] MANDEL, H., und H. SCHETTLER. Vattenfall's Newly Developed Generating Units and their Technical Challenges. In: *VGB PowerTech*. **87** (2007), Ausgabe Nr. 11, S. 64–68. ISSN 1435-3199
- [56] JOHÄNNTGEN, U. *Wirkungsgraderhöhung von Dampfkraftwerken durch kühlwasserseitige Bypasschaltung zur Optimierung des Kalten Endes*. Düsseldorf: VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte VDI – Reihe 6: Energietechnik, Nr. 363, 1997. ISBN 3-18-336306-2
- [57] JOHÄNNTGEN, U. Kühlwasserseitige Bypass-Schaltung an Kondensationsanlagen – Ein Beitrag zur exergetischen Optimierung von Dampfkraftwerken. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **78** (1998), Ausgabe Nr. 3, S. 57–64. ISSN 0372-5715
- [58] VGB POWERTECH E.V. Hrsg.: *Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen (RKW-NRW)*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, 2004. Dokumentenkennung: 85.65.69 – T-138
- [59] HEITMÜLLER, R. J., H. FISCHER, und J. SIGG. Ein Braunkohledampferzeuger der 1000-MW-Klasse für das Kraftwerk Niederaußem. In: *Register – ALSTOM: Zeitschrift der ALSTOM Energy Systems GmbH*. Nr. 57 (1998), Dez., S. 19–26. ISSN 0176-7178
- [60] RWE POWER AG, Hrsg. *Klimavorsorge mit Hightech: Das Projekt BoA 2/3*. Essen: RWE Power AG, 2008
- [61] NEM ENERGY B.V. *Extended Reference List Heat Recovery Steam Generators*. [online] October 2006. Verfügbar unter: <http://www.nem.nl>. [Zugriff: 27.11.2008]
- [62] CMI ENERGY. *HRSG Reference List, Februar 2017* [online]. [Zugriff am: 11.06.2018], 2017. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20180207113448/http://www.cmigroupe.com/sites/default/files/Documents/CMI%20Reference%20List_Feb%202017.pdf
- [63] CROONENBROCK, R., H. KLAKA und M. KNIZIA. Abhitzedampferzeuger für Gasturbinen moderner Kraftwerksprozesse. In: *VGB Kraftwerkstechnik*. **76** (1996), Ausgabe Nr. 2, S. 97–101. ISSN 0372-5715
- [64] SEMEDARD, J. C. und G. SCHEFFKNECHT. Moderne Abhitzedampferzeuger. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **77** (1997), Ausgabe Nr. 12, S. 1028–1034. ISSN 0372-5715
- [65] NESSLER, H., R. PREISS und P. EISENKOLB. Developments in HRSG Technology [online]. In: *The 7th Annual Industrial & Power Gas Turbine O&M Conference*. Birmingham, UK, 14. – 15. November 2001. [Zugriff 11.06.2019] Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20160804114515/http://nawabi.de/project/hrsg/develhrsg.pdf>

- [66] SEUME, J., Hrsg. Und C. LECHNER, Hrsg. *Stationäre Gasturbinen*. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 2010. ISBN 978-3-540-92787-7
- [67] DAUBLEBSKY V. EICHHAIN, C. *HRSG – heat recovery steam generation : design and operations*. 2nd Ed. Essen: PP PUBLICO Publications, 2015. ISBN 9783934736153
- [68] KEHLHOFER, R., B. RUKES, F. HANNEMANN und F. STIRNIMANN. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 3rd ed. Tulsa, Oklahoma, USA: PennWell Corporation, 2009. ISBN 978-1-59370-168-0
- [69] JOHNSON, D. G. Dampfturbinenprozesse von Kombi-Kraftwerken. In: *VGB-Kongress „Kraftwerke 1982“*. Mannheim, 14. – 17. September 1982. Essen: Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, S. 271–280.
- [70] STRAUß, K. *Kraftwerkstechnik – zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. 5., völlig aktualisierte und erg. Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2006. ISBN 3-540-29666-2
- [71] HEYDE, H. Apparate im Wasser-Dampf-Kreis. In: SCHRÖDER, K., Hrsg. *Die Kraftwerksausrüstung. Große Kraftwerke – Teil A: Brennstoff, Wasser, Dampferzeugung, Rohrleitungen, Elektrotechnik*. Bd. 3A. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1966, S. 276–383. ISBN 978-3-642-52100-3, Auch verfügbar unter: DOI: 10.1002/14356007.b07_403.pub3
- [72] LAUPICHLER, F. Günstigste Anzapfdrücke der verlustlosen Dampfturbine bei Dampfenentnahme aus beliebig vielen Stufen zur Vorwärmung des Speisewassers. In: *Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen*. **7** (1926), Ausgabe Nr. 5, S. 139–143. ISSN 0365-8422
- [73] SCHÄFF, K. Die vollkommene und die stufenförmige Speisewasservorwärmung. In: *Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen*. **21** (1940), Ausgabe Nr. 5, S. 101–104. ISSN 0365-8422
- [74] SCHÄFF, K. Günstigste Stufenunterteilung und günstigster Vorwärmgrad bei der Speisewasservorwärmung. In: *Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen*. **21** (1940), Ausgabe Nr. 8, S. 173–176. ISSN 0365-8422
- [75] BLENKE, H. Kritische Betrachtung von Verbesserungsmaßnahmen beim Dampfkraftprozeß. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft* **3** (1951), Ausgabe Nr. 10, S. 325–350. ISSN 0006-9612
- [76] NEKOLNY, J. Die Theorie der regenerativen Speisewasservorwärmung. In: *Energietechnik*. **7** (1957), Ausgaben Oktober, Nr. 10 u. 11, S. 453–459 u. 515–518. ISSN 0013-743x

- [77] MUNSER, H. Ein Beitrag zur Stufenaufteilung bei der regenerativen Speisewasservorwärmung. In: *Energietechnik*. **11** (1961), Ausgabe Nr. 5, S. 224–229. ISSN 0013-743x
- [78] NOVAK, H: Enthitzer in Vorwärmanlagen von Dampfkraftwerken. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft*. **13** (1961), Ausgabe Juli, Nr. 7, S. 316–319. ISSN 0006-9612
- [79] WEIR, C D. *An analytical study of the regenerative multiple-reheat steam turbine cycle*. London: The Institution of mechanical engineers. Mechanical Engineering Science – Monograph Nr. 5, October 1967
- [80] NELDER, J. A. und R. A. MEAD. Simplex Method for Function Minimization. In: *The Computer Journal* **7** (1965), Ausgabe Nr. 4, S. 308–313. ISSN 0010-4620 Verfügbar unter: DOI: 10.1093/comjnl/7.4.308
- [81] PRESS, W. H., B. P. FLANNERY, S. A. TEUKOLSKY und W. T. VLETTERLING. *Numerical Recipes in Pascal*. Cambridge, New York, Port Chester: Cambridge University Press, 1989. ISBN 0-521-37516-9
- [82] BITTERLICH, W. *Numerische Methoden für technische Berechnungen*. Aachen: Shaker-Verlag. Berichte aus der Energietechnik. 2004. ISBN 3-8322-2420-3
- [83] *Verbrennung* [Kapitel 3]. In: FDBR – FACHVERBAND DAMPFKESSEL-, BEHÄLTER- UND ROHRLEITUNGSBAU E.V., Hrsg. *FDBR-Handbuch Wärme- und Strömungstechnik*. Düsseldorf: FDBR e.V. Fachverband Anlagenbau. Beziehbar unter: FDBR-EDIT_WST-HB, www.fdbr.de
- [84] LOBSCHIED, H. *Dampf*. 4. Auflage. Essen: Vulkan-Verlag. Babcock-Handbuch. 1965
- [85] EFFENBERGER, H. *Dampferzeugung*. Berlin [u. a.]: Springer-Verlag. VDI-Buch, 2000. ISBN 3-540-64175-0. Auch verfügbar unter: DOI: 10.1007/978-3-642-57166-4
- [86] HEITMÜLLER, W., R. BEELMANN und R. WILLACH. Steinkohle-Feinvermahlung für den Einsatz bei NO_x-armen Feuerungen. In: *VGB KraftwerksTechnik* **67** (1987), Ausgabe Nr. 5, S. 491–498. ISSN 0372-5715
- [87] SCHÄFER, H.-G. und H. OPDENWINKEL. Über die Ermittlung der Bindungsenthalpie aus den Desorptionsisothermen einer rheinischen Braunkohle im Bereich höherer Temperaturen. In: *Chemiker-Zeitung*. **109** (1985), Ausgabe Nr. 5, S. 171–176. ISSN 0009-2894
- [88] WAHL, T. und B. FRANKE. Zum Wärmeverbrauch bei der Braunkohlentrocknung. In: *Braunkohle*. **42** (1990), Ausgabe Nr. 7, S. 30–34. ISSN 0341-1060

- [89] BAUNACK, F. und E. RAMMLER. Einige Bemerkungen über Veränderungen der Braunkohle bei der Trocknung. In: *Freiberger Forschungshefte (Reihe A; Geotechnik, Ingenieurgeologie, Bergbautechnologie, Verfahrenstechnik)*. **6** (1956), Ausgabe Nr. A52, S. 66–82. ISSN 0071–9390
- [90] WEBER, M. und E. RAMMLER. Über den Einfluß der kapillaren Bindung des Wassers auf den spezifischen Wärmebedarf der Trocknung von Braunkohle. In: *Neue Bergbautechnik* **15** (1985), Ausgabe Nr. 3 (März), S. 102–110. ISSN 0047–9403
- [91] WOLFRUM, E. Physikalische und chemische Kenndaten von Kohlenstäuben und deren Bestimmungsmethoden. In: *Braunkohle*. **35** (1983), Ausgabe Nr. 10 (Oktober), S. 299–303. ISSN 0341-1060
- [92] SCOTT, D. H. *Coal pulverisers – performance and safety* London: IEA Coal Research London. Juni 1995. Bericht Nr. IEACR/79. ISBN 92–9029–254–7
- [93] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. *DIN 51720: Prüfung fester Brennstoffe – Bestimmung des Gehaltes an Flüchtigen Bestandteilen*. Berlin: Beuth, März 2001
- [94] BRANDT, F. *Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*. In: FDBR FACHVERBAND DAMPFKESSELBEHÄLTER UND ROHRLEITUNGSBAU E.V. Hrsg. FDBR-Fachbuchreihe. Essen: Vulkan-Verlag. 3. Auflage, 1999. ISBN 3–80272523–9
- [95] INTERNATIONALE ORGANISATION FÜR NORMUNG. *ISO 5074 – Hard coal – Determination of Hardgrove grindability index*, Berlin: Beuth, Oktober 2015
- [96] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *ASTM D409: Standard Test Method for Grindability of Coal by the Hardgrove-Machine Method*, Berlin: Beuth, 2016
- [97] WERNER, V., J. ZELKOWSKI und K. SCHÖNERT. Beurteilung des Mahlverhaltens von Kraftwerkskohlen durch ein neues Laborverfahren. In: *VGB KraftwerksTechnik* **79** (1999), Ausgabe Nr. 1, S. 56–59. ISSN 0372-5715
- [98] VGB POWERTECH SERVICE GMBH. *VGB-Richtlinie R 211: Prallmahlinde (PMI), Lignite Grindability Index PMI*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, 2009
- [99] KÖNIG, J. und B. HEITING. Emissionsminderung in Braunkohlekraftwerken. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **50** (1998), Ausgabe Nr. 3, S. 62–68. ISSN 0006-9612
- [100] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. / VERBAND DER ELEKTROTECHNIK ELEKTRONIK INFORMATIONSTECHNIK E. V. *VDI/VDE-Richtlinie 3505 Blatt 1: Dampferzeuger-Regelung; Traggasstrom- und Sichertemperatur-Regelungen in Kohlemühlen*. Berlin: Beuth, März 1964. Zurückgezogen Oktober 2012

- [101] McINTOSH, M. J. Prediction of performance of a brown coal mill system. In: *Braunkohle*. **28** (1976), Ausgabe Nr. 12, S. 433–448. ISSN 0341-1060
- [102] LASTHAUS, D., K. D. TIGGES und H. SCHETTLER. Regelung einer modernen Braunkohle-Staubfeuerung am Beispiel des 930-MW (el.)-Dampferzeugers für das Kraftwerk Lippendorf. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **79** (1999), Ausgabe Nr. 1, S. 60–64. ISSN 0372-5715
- [103] PÄUKER, W. *Gekoppelte Mühlen- und Feuerraumsimulation*. Düsseldorf: VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte VDI – Reihe 6: Energietechnik. Nr. 451, 2001. ISBN 3-18-345106-9
- [104] KITTO, J. B., Hrsg. Und S. C. STULTZ, Hrsg. *Steam – Its generation and use*. 41st ed. Barberton, Ohio, USA: The Babcock & Wilcox Company, 2005. ISBN 9780963457011
- [105] FISCHER, M. Pneumatischer Transport von mit Kohlenstaub beladenen Luftströmen in Rohrleitungen von Groß-Dampferzeugern. In: *3R international*. **17** (1978), Ausgabe Nr. 5 (Mai), S. 296–302. ISSN 0340-3386
- [106] COWELL, A., D. MCGLINCHY und R. ANSELL. Determination of pneumatic transport capabilities of dry pulverised coal suitable for entrained flow processes. In: *Fuel*. **84** (2005), Ausgabe Nr. 17, S. 2256–2266. ISSN 0016-2361. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.fuel.2005.04.013
- [107] KERSTING, F. J. Mathematisches Modell einer Walzenschüsselmühle zur Brennstoffzerkleinerung und -trocknung in Kohlekraftwerken. In: *Aufbereitungstechnik*. **25** (1984), Ausgabe Nr. 10, S. 563–571. ISSN 0004-783X
- [108] ANGLEYS, M. und B. RÜTER. Schlagradmühlen für die direkte Trocknung von Braunkohle – Entwurf einer Mahltrocknungsanlage. In: *Braunkohle*. **36** (1984), Ausgabe Nr. 5, S. 137–142. ISSN 0341-1060
- [109] SCHÜLER, U. Beeinflussung der Durchsatzleistung von Ventilatormühlen durch den Asche- und Wasserballast von Rohbraunkohle. In: *Energietechnik*. **39** (1989), Ausgabe Nr. 6, S. 208–216. ISSN 0013-743x
- [110] NETZ, H. und F. MAYR [BEARB.]. *Handbuch Wärme: Erläuterungen, Beschreibungen, Definitionen, Richtlinien, Formeln, Tabellen, Diagramme und Abbildungen für alle Bereiche der Wärmetechnik*. 3. Auflage. München: Resch Verlag, 1991. ISBN 3-87806-069-6
- [111] SIMON, E., M. SCHÖNROK und F. HENJES. Kohlekriterien in gestaffelten Bandbreiten und deren Einflüsse auf den Dampferzeugerbetrieb. In: *VGB KraftwerksTechnik* **77** (1997), Nr. 8, S. 643–649. ISSN 0372-5715

- [112] ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE – EPRI: *Pulverizer and Fuel Delivery Guidelines*. [Projektbericht] Palo Alto, CA, 2004. Produkt Nr. 1009490. Verfügbar über: <https://www.epri.com/#/pages/product/1009490/>
- [113] ADRIAN, F., C. QUITTEK, E. WITTCHOW und T. BOHN, Hrsg. *Fossil beheizte Dampfkraftwerke*. Köln: Verlag TÜV Rheinland. Handbuchreihe Energie, Band 6, 1986. ISBN 3-88585-249-7
- [114] ROSIN, P. und E. RAMMLER. Kraftbedarf von Kohlenstaubmühlen in Abhängigkeit von Belastung, Mahlbarkeit und Mahlfeinheit. In: *Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen*. **7** (1926), Nr. 2 u. 3, S. 54–57 u. 81–85. ISSN 0365-8422
- [115] CLEEMANN, J. O. A comprehensive comminution theory. In: *Zement-Kalk-Gips*. **47** (1994), Ausgabe Nr. 4, S. 187–191. ISSN 0722-4400
- [116] SCHÜLER, U. Übersicht über die wichtigsten Auffassungen zur Berechnung des Arbeitsbedarfes in der Zerkleinerung aus verschiedenen Kenngrößen des zerkleinerten Gutes. In: *Aachener Blätter für Aufbereiten, Verkoken, Brikettieren*. **15** (1965), Ausgabe Nr. 4-5, S. 163–180. ISSN 0400-2229
- [117] GULIC, M. Antriebsleistung von Schlagradmühlen und ihre anteilige Zusammensetzung. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **64** (1984), Ausgabe Nr. 9, S. 835–839. ISSN 0372-5715
- [118] KRAFT, B. und Y. REICHARDT. Mahlung fester Brennstoffe mit MPS-Walzenschüsselmühlen. In: *ZKG International*. **58** (2005), Ausg. Nr. 11, S. 36–47. ISSN 0341-0560
- [119] SCHÜLER, U. Stand der Mahltechnik in Kraftwerken. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **70** (1990), Ausgabe Nr. 7, S. 577–595. ISSN 0372-5715
- [120] VGB POWER TECH E.V. *VGB M 213 H (1981-12-00) Merkblatt Kohlemahlanlagen*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, Dezember 1981
- [121] VGB POWER TECH E.V. *VGB M 213 H (2007-06-00) Merkblatt Kohlemahlanlagen*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, Juni 2007
- [122] KORTMANN, F. H. Herstellung von Kohlenstaub. In: *Braunkohle*. **35** (1983), Ausgabe Nr. 10 (Oktober), S. 295–298. ISSN 0341-1060
- [123] CARPENTER, A. M., D. PORTER, D. H. SCOTT und S. WALKER. *Transport, storage and handling of coal*. London: IEA Clean Coal Centre, 2003

- [124] KURTZ, R. und W. SPANGENBERG. Die Trocknung von Weichbraunkohlen in dampf-beheizten Röhrentrocknern. In: *Braunkohle*. **39** (1987), Ausgabe Nr. 1/2 (Jan./Feb.), S. 2–13. ISSN 0341-1060
- [125] BERGINS, C. und K. STRAUSS. Advanced processes for low rank coal drying and dewatering in high efficient power plants. In: *International Journal of Global Energy Issues*. **28** (2007), Ausgabe Nr. 2/3, S. 241–263. ISSN 0954–7118
- [126] KAKARAS, E., P. AHLADAS und S. SYRMOPOULOS. Computer simulation studies for the integration of an external dryer into a Greek lignite-fired power plant. In: *Fuel*. **81** (2002), S. 583–593. ISSN 0016–2361. Verfügbar unter:
DOI: 10.1016/S0016-2361(01)00146-6
- [127] ZIMMER, C. und R. LEITHNER. Wirkungsgradverbesserung eines konventionellen Kraftwerkes durch Braunkohletrocknung mit Abgas. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **47** (1995), Nr. 3, S. 78–81. ISSN 0006-9612
- [128] LEVY, E. K., N. SARUNAC, H. BILIRGEN und H. CARAM. *Use of Coal Drying to Reduce Water Consumed in Pulverized Coal Power Plants*. [Abschlussbericht] Bethlehem, PA, USA: Lehigh University – Energy Research Center, März 2006. DOE Award Number DE-FC26-03NT41729. Verfügbar unter: DOI: 10.2172/835590
- [129] KLUTZ, H.-J. *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Entwicklung eines Wirbelschichttrockners für Braunkohle* [Dissertation]. Hamburg: Technische Universität Hamburg Harburg, 2008
- [130] LECHNER, S., H. J. KRAUTZ und O. HÖHNE. Druckaufgeladene Dampfwirbelschicht-Trocknung (DDWT) von Braunkohlen: Bauliche Verfahrensoptimierungen an der BTU-Versuchsanlage und Ergebnisse. In: M. BECKMANN, Hrsg. Und A. HURTADO, Hrsg. *Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Band 1. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 431–440, 2009. ISBN 978-3-935317-42-9
- [131] KLUTZ, H.-J., C. MOSER und D. BLOCK. Stand der Entwicklung der Wirbelschicht-Trocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) für Braunkohle bei der RWE Power AG. In: M. BECKMANN, Hrsg. Und A. HURTADO, Hrsg. *Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 427–444, 2010. ISBN 978-3-935317-57-3

- [132] PORSCHE, T., L. THANNHÄUSER, B. JENTZSCH, T. RAUER, J. MARTIN und O. HÖHNE. Trockenbraunkohleproduktion unter Hochdruck – Betriebserfahrungen der Versuchsanlage zur druckaufgeladenen Dampfwirbelschicht-Trocknung (DDWT). In: M. BECKMANN, Hrsg. Und A. HURTADO, Hrsg. *Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 407–418, 2010. ISBN 978–3–935317–57–3
- [133] SARUNAC, C. W. BULLINGER und M. NESS. Four Years of Operating Experience with DryFining™ Fuel Enhancement Process at Coal Creek Generating Station. In: *Journal of Energy and Power Engineering*. **9** (2015), Ausgabe Nr. 6, S. 526–538. ISSN: 1934-8975. Verfügbar unter: DOI: 10.17265/1934-8975/2015.06.003
- [134] BULLINGER, C.W., M. NESS, K. DOMBROWSKI, N. SARUNAC, G. ARCHER, S. GOLLAKOTA UND R. CHANG. Effect of DryFine™ Low Temperature Coal Drying Process on Emissions from a Coal-Fired Power Plant (Paper 25). In: *8th, Power plant air pollutant control 'mega' symposium*. Baltimore, MD (USA), 30.08.2010. New York, NY (USA): Air and Waste Management Association – Publications – VIP then CP. Band 190, S. 2130–2178. ISBN 9781617820045 [Letzter Zugriff 16.02.2020] Auch online Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20190616150853/https://www.lehigh.edu/energy/research/PDF/Coal%20Drying_Paper%202.pdf
- [135] DONG, N. *Techno-economics of modern pre-drying technologies for lignite-fired power plants*. London (GB): IEA Clean Coal Centre. 2014. Bericht Nr. CCC/241. ISBN 978–92–9029–562–4
- [136] ALSTOM BOILER GMBH, 2003. *Verfahren zum Betreiben eines kohlenstaubbefeuerten Dampferzeugers sowie Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens*. Erfinder: Joachim Seeber. 27.03.2003. Anmeldung: 26.07.1997. DE, Patentschrift DE19732219 C2
- [137] FOHL, J., W. LUGSCHEIDER und F. WALLNER. Entfernen von Wasser aus der Braunkohle: Teil 1 – Grundlagen der Trocknungsverfahren. In: *Braunkohle*. **39** (1987), Ausgabe Nr. 3 (März), S. 46–57. ISSN 0341-1060
- [138] FOHL, J., W. LUGSCHEIDER und F. WALLNER. Entfernen von Wasser aus der Braunkohle: Teil 2 – Thermische Entwässerungsverfahren. In: *Braunkohle*. **39** (1987), Ausgabe Nr. 4 (April), S. 78–87. ISSN 0341-1060
- [139] ZABNINSKI, H., A. LANGE und H. BÖSE. Die neue Dampfwirbelschichttrocknungsanlage im VEB Braunkohlekraftwerk Borna und bisherige Ergebnisse bei der Trocknung von Braunkohle. In: *Braunkohle*. **42** (1990), Ausgabe Nr. 7, S. 26–30. ISSN 0341-1060

- [140] FEHLAU, M. und E. SPECHT. Energie- und Kosteneinsparung bei Trocknungsprozessen. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **51** (1999), Ausgabe Nr. 7/8, S. 46–50. ISSN 0006-9612
- [141] BÖCKER, D., K. J. KLÖCKER und H.- J. KLUTZ. Verfahren zur Trocknung und Mahlung von Braunkohle. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **44** (1992), Ausgabe Nr. 7/8, S. 315–322. ISSN 0006-9612
- [142] KATHER, A. Verfahrenstechnische und konstruktive Auslegung von Dampferzeugern mit hohen Dampfparametern. Kapitel 3. In: H. KAUT, Hrsg. *Das neuzeitliche Kohlekraftwerk: Lösungen für Konstruktions- und Werkstoffprobleme*. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag. S. 32–52, 1996. ISBN 3-8169-1356-3
- [143] NOWACK, R., C. GÄTTE und S. HECKMANN. Qualitätsmanagement bei RWE am Beispiel des Kesselwerkstoffs T24. In: *VGB Powertech*. **91** (2011) Ausgabe Nr. 11, S. 40–44. ISSN 1435-3199
- [144] METZGER, K. Einsatz des warmfesten Stahles 7CrMoVTiB10-10 (T24) als Rohrwerkstoff im 600-Grad-Kraftwerk – Besondere Qualitätssicherungsmaßnahmen zur Vermeidung der Bildung von Spannungsrissen [Dissertation]. Stuttgart: Material Prüfungsanstalt (MPA) Universität Stuttgart, 2016. Verfügbar unter: DOI: 10.18419/opus-8744
- [145] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. *DIN 51730 (2007-09-00): Prüfung fester Brennstoffe – Bestimmung des Asche-Schmelzverhaltens*. Berlin: Beuth, September 2007
- [146] SCHWENDIG, F. und R. COSSMANN. *Dampferzeuger der neuen Generation. Kapitel 4*. In: Hans KAUT, Hrsg. *Das neuzeitliche Kohlekraftwerk: Lösungen für Konstruktions- und Werkstoffprobleme*. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag. S. 53–68, 1996. ISBN 3-8169-1356-3
- [147] HITACHI POWER EUROPE GMBH. *Wärmetechnische Berechnung von Kesselflächen* [Berechnungsausdruck]. 2003. Unveröffentlichtes Projektdokument zum Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen
- [148] BRANDT, F. *Erläuterungen zu den „Abnahmeversuchen an Dampferzeugern“ DIN 1942 (Ausgabe 1975)*. Düsseldorf: VDI-Verlag. Fortschrittsberichte der VDI-Zeitschriften; Reihe 6: Energietechnik, Wärmetechnik. Nr. 46, 1976. ISBN 3181446068

- [149] GÖTTE, C., W. SCHREIER und R. VONDERBANK. Konzept der Mitverbrennung von Trockenbraunkohlestaub im Kraftwerk Niederaußem. In: *VGB KraftwerksTechnik*. **80** (2000), Ausgabe Nr. 8, S. 49–55. ISSN 0372-5715
- [150] POLLACK, M. und R. J. HEITMÜLLER. Trockenbraunkohle-gefeuerte Dampferzeuger. In: *VDI-Berichte*. Nr. 1280. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 133–148, 1996. ISBN 9783180912806
- [151] MÜLLER, H., R. HEITMÜLLER, C. GÖTTE und G. SCHEFFKNECHT. Dampferzeuger für Trockenbraunkohle. In: *VDI Berichte*. Nr. 1456. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 171–185, 1999. ISBN 3-18-091456-4
- [152] MÜLLER, H. Ein Beitrag zur Untersuchung der SO₃-Bildung und Ermittlung des Schwefelsäuretaupunktes in Kesselanlagen. In: *Energietechnik*. **33** (1983), Ausgabe Nr. 11, S. 415–420. ISSN 0013-7421
- [153] VERHOFF, F. H. und J. T. BANCHERO. Predicting dewpoints of flue gases. In: *Chemical Engineering Progress, New York*. **70** (1974), Ausgabe Nr. 8, S. 71–72. ISSN 0009-2495
- [154] PIERCE, R. R. Estimating acid dew points in stack gases. In: *Chemical Engineering, New York*. **84** (1977), Ausgabe Nr. 8, S. 125–128. ISSN 0009-2460
- [155] OKKES, A. G. Get acid dew point of flue gas. In: *Hydrocarbon Processing*. **66** (1987), Ausgabe Nr. 7., S. 53–55. ISSN 0018-8190
- [156] ZARENEZHAD, B. New correlation predicts flue gas sulfuric acid dewpoints [online]. In: *Oil & Gas Journal*. **107** (2009), Ausgabe Nr. 35, S. 60–63. ISSN 0030-1388. Auch verfügbar unter: <https://www.ogj.com/articles/print/volume-107/issue-35/Processing/new-correlation-predicts-flue-gas-sulfuric-acid-dewpoints.html>
- [157] ZARENEZHAD, B. New correlation predicts dewpoints of acidic combustion gases [online]. *Oil & Gas Journal*. **108** (2010), Ausgabe Nr. 7, S. 44–50. ISSN 0030-1388. Auch verfügbar unter: <https://www.ogj.com/articles/print/volume-108/issue-7/technology/new-correlation-predicts.html>
- [158] LEITHNER, R., H. MÜLLER und G. SCHEFFKNECHT. *Dampferzeugerentwicklung für BoA-Plus*. Köln: VDI-GET-Fachtagung Braunkohlestrom, 13. – 14. November 2003
- [159] BURKE, J. M. und K. L. JOHNSON. *Ammonium Sulfate and Bisulfate Formation in Air Preheaters* [Technischer Bericht]. Austin, TX (USA): RadianCorp. 1982. Bericht Nr. PB82-237025/XAB

- [160] DRBAL, L. F., Hrsg., P. G. BOSTON, Hrsg. Und K. L. WESTRA, Hrsg. *Power Plant Engineering / by Black & Veatch*. New York [u. a.]: Chapman & Hall, 1996. ISBN: 978-1-4613-0427-2. Verfügbar unter: DOI: 10.1007/978-1-4613-0427-2
- [161] NALBANDIAN, H. *Air pollution control technologies and their interactions*. London (GB): IEA Clean Coal Centre, 2004. Bericht Nr. CCC/92. ISBN 92-9029-407-8
- [162] WU, Z. *NO_x control for pulverised coal fired power stations*. London (GB): IEA Clean Coal Centre. 2004. Bericht Nr. CCC/69. ISBN 92-9029-384-5
- [163] REUTER, F.D. und J. HÖNIG.: Beeinflussung der Kesselauslegung durch Einbau einer SCR-Anlage – Schaltungstechnische Maßnahmen am „Kalten Ende“. In: *VGB KraftwerksTechnik* **68** (1988), Ausgabe Nr. 2, S. 118–124. ISSN 0372-5715
- [164] DUTT, J.: Die Dampferzeugungsgruppe: C. Der Luft-Gas-Weg der Dampferzeuger: I. Luftvorwärmer. In: *Die Kraftwerksausrüstung. Große Kraftwerke – Teil A: Brennstoff, Wasser, Dampferzeugung, Rohrleitungen, Elektrotechnik*. Bd. 3A. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1966, S. 167–175. ISBN 978-3-642-52100-3 Auch verfügbar unter: DOI: 10.1007/978-3-642-52099-0_3
- [165] GÜNTHER, J. *Experimentelle Untersuchungen zur Wärme- und Stoffübertragung in regenerativen Wärmetauschern* [Dissertation]. Karlsruhe: Universität Karlsruhe, 1997
- [166] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE e.V. *VDI-Richtlinie 3921 Blatt 1 (1994-12-00): Wärme-technische Abnahmeversuche an regenerativen Luft- und Abgasvorwärmern: Einfache Luftvorwärmer*. Berlin: Beuth Verlag, Dezember 1994. Zurückgezogen im September 2011
- [167] Steag AG (Hrsg.): *Strom aus Steinkohle – Stand der Kraftwerkstechnik*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1988. ISBN 3-540-50134-7
- [168] SPLIETHOFF, H. *Verbrennung fester Brennstoffe zur Strom- und Wärmeerzeugung Verfahren und Stand der Technik – Wirkungsgrad, Betrieb, Emissionen und Reststoffe*. Düsseldorf: VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte VDI – Reihe 6: Energietechnik. Nr. 443, 200. ISBN 3-18-344306-6
- [169] ZHU, Q. *Developments in particulate control*. London (GB): IEA Clean Coal Centre. 2003. Bericht Nr. CCC/73. ISBN ISBN 92-9029-388-8
- [170] NICOL, K. *Recent developments in particulate control*. London (GB): IEA Clean Coal Centre. März 2013. Bericht Nr. CCC/218. ISBN ISBN 978-92-9029-538-9

- [171] FISCHER, C. und A. MARESKE. Energietechnik und Wirtschaft – Kapitel L. In: GROTHE, K.-H., Hrsg. Und J. FELDHUSEN, Hrsg. *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, S. L1–L72, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1
- [172] SOUD, H. N. *Developments in FGD*. London (GB): IEA Coal Research, 2000. Bericht Nr. CCC/29. ISBN 92-9029-339-X
- [173] HEINZE, G. und H. WELP: Tray Absorber Technology for NEW FGD Plant and Retrofits. In: *VGB PowerTech* **88** (2008), Ausgabe Nr. 3, S. 78–84. ISSN 1435-3199
- [174] FERNANDO, R. *SO₃ issues for coal-fired plant*. London (GB): IEA Coal Research, 2003. Bericht Nr. CCC/72. ISBN 92-9029-387-X
- [175] GEUDER, F. *Optimierungsreserven zur Minimierung des Betriebsmittel- und Energieverbrauchs bei der SO₂-Abscheidung aus Rauchgasen von Grossfeuerungsstätten mittels Kalksteinwäsche*. Düsseldorf: VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte VDI – Reihe 15: Umwelttechnik. Nr. 54, 1988. ISBN 3-18-145315-3
- [176] FISIA BABCOCK ENVIRONMENT GMBH. *Telefonische Herstellerkommunikation mit dem Autor*. Hamburg, 05/2009
- [177] Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungs-, Gasturbinen- und Verbrennungsmotoranlagen – 13. BimSchV) in der Fassung von Mai 2013. Online verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20210421092941/https://www.gesetze-im-internet.de/bimschv_13_2013/13_BImSchV.pdf
- [178] BUSSE, L., G. DIBELIUS, E. KRÄMER, K. LÜDTKE, H. PUCHER, H. SIEKMANN, P. THAMSEN und H. STOFF. *Strömungsmaschinen – Kapitel R*. In: GROTHE, K.-H., Hrsg. Und J. FELDHUSEN, Hrsg. *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Berlin: Springer-Verlag, S. R1–R85, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1
- [179] TRAUPEL, Walter: *Thermische Turbomaschinen: Erster Band : Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1977. ISBN 3-540-07939-4
- [180] DIXON, S. L. und C. HALL. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7. Auflage. Oxford: Butterworth – Heinemann, 2013. – ISBN 9780124159549
- [181] KREITMEIER, F., W. SCHLACHTER und J. SMUTNY. Strömungsuntersuchungen in einer Niederdruck-Modellturbine zur Bestimmung der Nässeverluste. In: *VDI-Berichte*. 1980, Nr. 361, S. 201–211

- [182] HEDBÄCK, A. J. W.: *Das Verhalten der Zustandsgleichung IFC-1967 bei unterkühlten Zuständen des Wasserdampfes*. In: *VDI-Berichte*, 1980, Nr. 361, S. 193–199
- [183] SCHMIDT, R.-G. *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur realen Expansion in einer mehrstufigen Naßdampfturbine*. Düsseldorf: VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte VDI – Reihe 7: Strömungstechnik. Nr. 208, 1992. ISBN 3–18–140807–7
- [184] KREITMEIER, F., R. GREIM, F. CONGIU UND J. FAELLING. Experimental and numerical analysis of relaxation processes in LP steam turbines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: J. Mechanical Engineering Science* **219** (2005), Ausgabe Nr. 12, S. 1411–1436. ISSN 0954–4062. Verfügbar unter: DOI: 10.1243/095440605X31661
- [185] HESKETH, J. A. und P. J. WALKER. Effects of wetness in steam turbines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: J. Mechanical Engineering Science* **219** (2005), Ausgabe Nr. 15, S. 1301–1314. ISSN 0954–4062. Verfügbar unter: DOI:10.1243/095440605X32110
- [186] SIGG, R. *Numerische Untersuchung von Lastvariationen und Nässephänomenen an einer Niederdruck-Dampfturbine* [Dissertation, online]. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2010. ISBN 978-3-8322-9489-2. Verfügbar unter: DOI: 10.18419/opus-1892
- [187] SPENCER, R. C., K. C. COTTON und C. N. CANNON. A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators (16,500 kW and Larger). In: *Journal of Engineering for Power*. **85** (1963), Ausgabe Nr. 4, S. 249–301. ISSN: 0022-0825. Verfügbar unter: DOI: 10.1115/1.3677341
- [188] COTTON, K. C. *Evaluating and Improving Steam Turbine Performance*. 2. Auflage Rexford, NY (USA): Cotton Fact Inc., 1998. ISBN 0–9639955–1–0
- [189] BOPP, P., Hrsg. Dampfturbinen [Kapitel 7]. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. VDI-GESELLSCHAFT ENERGIETECHNIK, Hrsg. *Energietechnische Arbeitsmappe*. 15. Bearb. und erw. Auflage. Berlin [u. a.]: Springer-Verlag. VDI-Buch, 2000. ISBN 3-540-66704-0
- [190] DIETZEL, F.: *Dampfturbinen – Berechnung, Konstruktion, Teillast- und Betriebsverhalten. Kondensation*. 3. Auflage. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1980. ISBN 3-446-12915-4
- [191] MITTERECKER, E. und H. KALLENBERG. Speisewasservorwärmanlagen grosser Dampfkraftwerke. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **37** (1985), Ausgabe Nr. 10 (Oktober), S. 388–396. ISSN 0006-9612

- [192] VGB POWER TECH E.V *VGB-S-110-R-00: Wärmeübertrager und Behälter im Wasser-Dampf-Kreislauf von Wärmekraftanlagen*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, 2012. ISBN 978-3-86875-392-9
- [193] RÁBEK, G. Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen. In: *Energie und Technik*. **15** (1963), Ausgabe April, S. 142–148. ISSN 0013-7391
- [194] HUSSAINI, I. S., S. M. ZUBAIR und M. A. ANTAR. Area allocation in multi-zone feedwater heaters. In: *Energy Conversion & Management*. **48** (2007), Ausgabe Nr. 2, S. 568–575. ISSN 0196-8904. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.enconman.2006.06.003
- [195] BEYSEL, G.: Enhanced Cryogenic Air Separation – A Proven Process applied to Oxyfuel. In: *1st Oxyfuel Combustion Conference* [Präsentation, online]. Cottbus (D), 8.-9. September 2009. [Zugriff: 20.08.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20200208201822/https://ieaghg.org/docs/oxyfuel/OCC1/Plenary%201/Beysel_ASU_1stOxyfuel%20Cottbus.pdf
- [196] KATHER, A., R. EGGERS, C. HERMSDORF, M. KLOSTERMANN, D. KÖPKE und K. MIESKE. *ADECOS-Abschlussbericht: Oxyfuel-Prozess für Steinkohle mit CO₂-Abscheidung (Teil des Verbundprojektes ADECOS I und II)* [Forschungsbericht, online]. Hamburg: Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, 2009. Förderkennzeichen PTJ/ERG2/0326899B und PTJ/0327743B [Letzter Zugriff am 10.02.2020] Verfügbar unter: DOI: 10.2314/GBV:625872770
- [197] PFAFF, I., A. KATHER und J. SIECK. Thermodynamischer Vergleich von Oxyfuel-Kraftwerksprozessen mit Sauerstoffbereitstellung durch kryogene Luftzerlegungsanlagen und durch Hochtemperaturmembranen. In: *Künftiges Brennstoff- und Technologieportfolio in der Kraftwerkstechnik: 40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, 14. – 15. Oktober 2008. Band 1, S. 244–255
- [198] PFAFF, I. und A. KATHER. 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), Ausgabe Nr. 1, S. 495–502. ISSN 1876-6102. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.egypro.2009.01.066
- [199] DARDE, A., R. PRABHAKAR, J.-P. TRANIER und N. PERRIN. Air separation and flue gas compression and purification units for oxy-coal combustion systems. In: *Energy Procedia*. **4** (2011), S. 966–971. ISSN 1876-6102. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.egypro.2011.01.143

- [200] DARDE, A., R. PRABHAKAR, J.-P. TRANIER und N. PERRIN. Air separation and flue gas compression and purification units for oxy-coal combustion systems. In: *Energy Procedia*. **1** (2009), S. 527–534. ISSN 1876-6102. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.egypro.2009.01.070
- [201] TRANIER, J.-P., N. PERRIN, und A. DARDE. Update on Advanced Developments for ASU and CO₂ Purification Units for Oxy-Combustion (Air Liquide, France) [Präsentation, online]. In: *3rd Meeting of the Oxy-Fuel Combustion Network*. Yokohama (Japan), March 5th 2008. Cheltenham (GB): IEA Greenhouse Gas R&D Programme (IEA GHG). Report Nr. 2008/5. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20170216031148/http://ieaghg.org/docs/General_Docs/Reports/2008-5.pdf
- [202] TRANIER, J.-P., R. DUBETTIER, N. PERRIN. Air Separation Unit for Oxy-Coal Combustion Systems In: 1st Oxyfuel Combustion Conference [Präsentation, online]. Cottbus (D), 8.–9. September 2009. [Zugriff 20.04.2019]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20210421152244/https://ieaghg.org/docs/oxyfuel/OCC1/Session%20_B/1st%20IEA%20GHG%20oxyfuel%20conf%20ASU%20090909_final.pdf
- [203] HIGGINBOTHAM P., V. WHITE, K. FOGASH UND G. GUVELIOGLU. Oxygen supply for oxycoal CO₂ capture. In: *Energy Procedia*. **4** (2011), S. 884–891. ISSN 1876-6102. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.egypro.2011.01.133
- [204] LINDE AG. *Dreifachsäulenverfahren zur Tieftemperaturzerlegung von Luft*. Erfinder: J. Voit. 10.04.1997. Anmeldung 11.10.1995. DE, Patentschrift DE 19537913 A1
- [205] DILLON, D. J., V. WHITE, R. J. ALLAM, R. A. WALL und J. GIBBINS. *Oxy-Combustion Processes for CO₂ Capture from Power Plant* [online]. [keine Ortsangabe]: IEA Greenhouse Gas R&D Programme, 2005. Report Nr. 2005/09. [Letzter Zugriff: 16.02.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20170216034810/http://ieaghg.org/docs/General_Docs/Reports/Report%202005-9%20oxycombustion.pdf
- [206] OEXMANN, J. *Post-combustion CO₂ capture: energetic evaluation of chemical absorption processes in coal-fired steam power plants* [Dissertation, online]. Hamburg: Technische Universität Hamburg, sowie Göttingen: Culliver Verlag. 2011. ISBN 987-3-86955-633-8. Verfügbar unter: DOI: 10.15480/882.989

- [207] KATHER, A., S. LINNENBERG und J. OEXMANN. *Post-Combustion CO₂-Abtrennung: Evaluierung der Integration, Dynamik und Optimierung nachgeschalteter Rauchgaswäschen: POSEIDON; Abschlussbericht; Laufzeit des Vorhabens: 01.10.2007 – 28.02.2011* [Forschungsbericht, online]. Hamburg: Technische Universität Hamburg, Institut für Energietechnik, 2011. Förderkennzeichen BMWi 0327785. [Letzter Zugriff am 10.02.2020]. Verfügbar unter: DOI: 10.2314/GBV:682454915
- [208] UNGER, L.-S. *Phasenstabilisierung und Oberflächenaktivierung von Sauerstoffseparationsmembranen aus dotiertem Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_{3-δ}* [Dissertation, online]. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2019. Karlsruher Institut für Technologie / Institut für Angewandte Materialien – Werkstoffe der Elektrotechnik; Band 34. ISBN 978-3-7315-0847-2. Verfügbar unter: DOI: 10.5445/KSP/1000086074
- [209] SAMMELLS, A. F., Hrsg. Und M. V. MUNDSCHAU, Hrsg. *Nonporous Inorganic Membranes for Chemical Processing*. Weinheim: Wiley-VCH, 2006. ISBN 978-3-527-31342-6. Auch verfügbar unter: DOI:10.1002/3527608796.
- [210] LI, K. *Ceramic Membranes for Separation and Reaction*. Chichester: Wiley, 2007. ISBN 978-0-471-01440-0. Auch verfügbar unter: DOI: 10.1002/9780470319475
- [211] BEGGEL, F., S. ENGELS, M. MODIGELL und N. NAUELS: OXYCOAL-AC: Integration of High Temperature Membranes for Air Separation into Oxyfuel Power Plants [Präsentation]. In: *1st Oxyfuel Combustion Conference*. Cottbus (D), 8. – 9. September 2009
- [212] NAZARKO, J. et al. Oxygen Supply for Oxyfuel Power Plants by Oxy-Vac-Jül Process [Präsentation, online]. In: *2nd International Conference on Energy Process Engineering, Efficient Carbon Capture for Coal Power Plants. ICEPE 2011*. Frankfurt (D), 21.09.2011. [Zugriff: 16.06.2019] Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20210421172046/https://processnet.org/processnet_media/Sabolo/ICEPE+Download/TUESDAY_Patat/11_00h_Weber-p-1766.pdf
- [213] NAZARKO, J., E. RIENSCHKE, L. BLUM, und D. STOLTEN. Optimierung der Oxyfuel-Kraftwerkskonzepte mit der Sauerstoffbereitstellung durch Hochtemperaturmembranen. In: M. BECKMANN, Hrsg. Und A. HURTADO, Hrsg. *Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 147–168, 2010. ISBN 978-3-935317-57-3
- [214] STADLER, H., F. BEGGEL, B. PERSIGEL, R. KNEER, M. MODIGELL und P. JESCHKE. The OXYCOAL-AC process: Component behaviour and thermodynamic efficiency. In: *4th International Conference on Clean Coal Technologies CCT2009, 3rd International Freiberg Conference on IGCC & Xtl Technologies*. Dresden (DE): 18. – 21. Mai 2009. London (GB): IEA Clean Coal Center. ISBN 978-92-9029-467-2

- [215] Wagner, W., J. R. Cooper, A. Dittmann, J. Kijima, H.-J. Kretzschmar, A. Kruse, R. Mareš, K. Oguchi, H. Sato, I. Stöcker, O. Šifner, Y. Takaishi, I. Tanishita, J. Trübenbach und Th. Willkommen. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. In: *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. **122** (2000), Ausgabe Nr. 1, S. 150–184. ISSN 0742-4795. Verfügbar unter: DOI: 10.1115/1.483186
- [216] KRETZSCHMAR H. J. und W. WAGNER. *International Steam Tables: Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97* [online]. 3. Auflage Berlin [u. a.]: Springer-Vieweg, 2019. PDF e-Book. ISBN 978-3-662-53219-5. Verfügbar unter: DOI: 10.1007/978-3-662-53219-5
- [217] RUKES, B., I. WEBER, A. KRUSE und W. WAGNER: Erste Erfahrungen mit der IAPWS-IF97: Auswirkungen der neuen Industrie-Formulation auf Kraftwerksprozessen im Vergleich zur IFC-67. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft BWK*. **51** (1999), Ausgabe Nr. 3, S. 30–36. ISSN 0006-9612
- [218] *Stoffwerte* [Kapitel 4]. In: FDBR – FACHVERBAND DAMPFKESSEL-, BEHÄLTER- UND ROHRLEITUNGSBAU E.V., Hrsg. *FDBR-Handbuch Wärme- und Strömungstechnik*. Düsseldorf: FDBR e.V. Fachverband Anlagenbau. Beziehbar unter: FDBR-EDIT_WST-HB, www.fdbr.de
- [219] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE e.V. *VDI-Richtlinie 4670 Blatt 1 (2016-04-00): Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen*. Berlin: Beuth, April 2016
- [220] PELTIER, R. Plant Efficiency: Begin with the Right Definitions. In: *Power Magazine*. **154** (2010), Ausgabe Nr. 2, S. 46–50. ISSN 0032-5929. Auch online verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20190615203021/https://www.powermag.com/plant-efficiency-begin-with-the-right-definitions/?printmode=1>
- [221] COAL INDUSTRY ADVISORY BOARD (CIAB), Hrsg. *Power generation from coal: measuring and reporting efficiency performance and CO₂ emissions* [online]. Paris (FR): CIAB of the International Energy Agency, 2010. PDF Dokument. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20180920084346/https://www.iea.org/ciab/papers/power_generation_from_coal.pdf
- [222] ALSTOM TECHNOLOGY LTD. *Verfahren und Vorrichtung zur thermischen Entgasung des Arbeitsmittels eines Zweiphasenprozesses [Method and device for thermal degassing of the active substance of a two-phase process]*. Erfinder: E. Liebig. 21.01.2008. Anmeldung: 02.09.2002. DE, Patentschrift EP1425079B1

- [223] ADVANCED MANUFACTURING OFFICE, Hrsg. Deaerators in Industrial Steam Systems – Steam Tip Sheet #18 [online]. In: *Energy Tips: Steam*. Washington DC (USA): Advanced Manufacturing Office – Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, U.S. Department of Energy. [Letzter Zugriff am 15.02.2030]. PDF Dokument. Bericht Nr. DOE/GO-102012-3399. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20170607125859/https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/steam18_steam_systems.pdf
- [224] STORK B.V. *Spray-Type Deareators* [online]. Hengelo (NL): Stork B.V., Februar 2014. [Letzter Zugriff am 16.02.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20190616014605/https://www.stork.com/downloads/140219_spray-type-deaerator.pdf
- [225] DAVIDSON, R. M. *How coal properties influence emissions*. London (GB): IEA Coal Research, 2000. Bericht Nr. CCC/28. ISBN 92-9029-338-1
- [226] HENDERSON, C. *Power plant CO₂ capture heat integration*. London (GB): IEA Coal Research, Nov. 2015. Bericht Nr. CCC/260. ISBN 978-92-9029-583-9
- [227] PFAFF, I., J. OEXMANN und A. KATHER. Integration Studies of Post-Combustion CO₂-Capture Process by Wet Chemical Absorption into Coal-Fired Power Plant [Präsentation, online]. In: *4th International Conference on Clean Coal Technologies CCT2009, 3rd International Freiberg Conference on IGCC & Xtl Technologies*. Dresden (DE): 18. – 21. Mai 2009. London (GB): IEA Clean Coal Center. ISBN 978-92-9029-467-2. Auch online verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20210421174225/https://tu-freiberg.de/sites/default/files/media/professur-fuer-energieverfahrenstechnik-und-thermische-rueckstandsbehandlung-16460/publikationen/2009-pfaff.pdf>
- [228] PFAFF, I., J. OEXMANN und A. KATHER. Optimised integration of post-combustion CO₂ capture process in greenfield power plants. In: *Energy*. **35** (2010), Ausgabe Nr. 10 (Oktober), S. 4030–4041. ISSN 0360-5442. Verfügbar unter: DOI: 10.1016/j.energy.2010.06.004
- [229] BEAHR, R. et al. *Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken*. Köln: Technischer Verlag TÜV Rheinland sowie Gräefing: Technischer Verlag Resch, 1985. Handbuchreihe Energie. Band Nr. 5. ISBN 3-87806-085-8 bzw. 3-88585-095-8

- [230] RWE POWER AG. *Die WTA-Technik – Ein modernes Verfahren zur Aufbereitung und Trocknung von Braunkohle* [Firmenschrift, online] Essen: RWE Power AG. Februar 2009. [Letzter Zugriff 16.02.2020]. Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20161112082536/http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/de/206118/data/213182/1/rwe-power-ag/innovationen/innovationszentrum-kohle/wirbelschichttrocknung/Broschuere-Die-WTA-Technik-Ein-modernes-Verfahren-zur-Aufbereitung-und-Trocknung-von-Braunkohle-PDF-815-MB.pdf>
- [231] BUSCHSIEWEKE, F. *Dampfwirbelschichttrocknung von Braunkohle* [Dissertation, online] Stuttgart: Institut für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen der Universität, September 2006. Verfügbar unter: DOI: 10.18419/opus-1673
- [232] BLUM, R., J. BUGGE und S. KJÆR. USC 700°C Power Technology: A European Success Story. In: *VGBPowerTech*. **89** (2009), Ausgabe Nr. 4, S. 26–32. ISSN 1435-3199
- [233] KJÆR, S. EU project AD 700 – A power plant concept for efficiency above 50 %. In: *VGB-Konferenz Kraftwerke im Wettbewerb – Technik, Betrieb und Umwelt 2003*. Köln, 19. – 20.03.2003. Essen: VGB Power Tech
- [234] KJÆR, S., F. KLAUKE, R. VANSTONE, D. ZEIJSEINK, G. WEISSINGER, P. KRISTENSEN, J. MEIER, R. BLUM und K. WIEGHARDT. The Advanced Supercritical 700 °C Pulverised Coal-Fired Power Plant. In: *VGB PowerTech*. **82** (2002), Ausgabe Nr. 7, S. 46–49. ISSN 1435-3199
- [235] WILLRODT, A. und H. TSCHAFFON. 50plus – mit Volldampf zum Kohlekraftwerk der Zukunft. In: *VGB Power Tech* **89** (2009), Ausgabe Nr. 3, S. 33–35. ISSN 1435-3199
- [236] TSCHAFFON, H. 700°C-Technologie – Status und Herausforderungen. In: *Statusseminar COORETEC Arbeitsgruppe 2*. Großkrotzenburg, 06.10.2009
- [237] BAUER, F., H. TSCHAFFON und D. HOURFAR. Role of 700°C Technology for the Carbon-low Power Supply. In: *VGB PowerTech*. **88** (2008), Ausgabe Nr. 4, S. 30–34. ISSN 1435-3199
- [238] EDELMANN, H., M. EFFERT, K. WIEGHARDT und H. KIRCHNER. The 700°C steam turbine power plant – status of development and outlook. In: *International Journal of Energy Technology and Policy*. **5** (2007), Ausgabe Nr. 3, S. 366–382. ISSN 1472-8923. Verfügbar unter: DOI: 10.1504/IJETP.2007.014742
- [239] MICHALSKI, M. Eon stoppt Kraftwerksprojekt. In: *Wilhelmshavener Zeitung* [online]. 15.04.2010. [Zuletzt aufgerufen am 15.06.2019]. Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20190615212942/http://www.wzonline.de/nachrichten/lokal/artikel/eon-stoppt-kraftwerksprojekt.html>

- [240] MICHALSKI, M. Eon stoppt Kraftwerksprojekt. In: *Nordwest Zeitung* [online]. 15.04.2010. [Zuletzt aufgerufen am 15.02.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20140325120333/http://www.nwzonline.de/wilhelmshaven/eon-stoppt-kraftwerksprojekt_a_1,0,2766146524.html
- [241] LINNENBERG, S. *Optimierung der Auslegung und Untersuchung der Teillastfahrweise kohlebefeuerter Kraftwerke mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung* [Dissertation]. Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2013. ISBN: 978-3-9540432-3-1
- [242] LIEBENTHAL, U. *Kennzahlen zur Quantifizierung des Einflusses einer Post-Combustion CO₂-Abtrennung auf kohlebefeuerte Dampfkraftwerke* [Dissertation, online]. Technische Universität Hamburg, Institut für Energietechnik. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2013. ISBN 978-3-73694-597-5. Verfügbar unter: DOI:10.15480/882.1155
- [243] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. *VDI 3986 Blatt 1 (2018-08-00): Ermittlung des Einflusses der CO₂-Abtrennung aus dem Abgas auf den Wirkungsgrad von Kraftwerken*. Berlin: Beuth. August 2018
- [244] OEXMANN, J., I. PFAFF, S. LINNENBERG und A. KATHER. Optimized Integration of Post-Combustion CO₂ Capture Process in Greenfield Power Plants [Präsentation, online]. In: IEAGHG, Hrsg., *International Network for CO₂ Capture: Report on 12th Meeting*. Cheltenham (GB): IEAGHG, 2010. S. 398–418. Report Nr. 20010/2. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20170216032321/http://ieaghg.org/docs/General_Docs/Reports/2010-2.pdf
- [245] KATHER, A., C. HERMSDORF, M. KLOSTERMANN. Der kohlebefeuerte Oxyfuel-Prozess. In: *VGB Powertech*. **87** (2007), Ausgabe Nr. 4, S. 84–91. ISSN 1435-3199
- [246] KATHER, A. und G. SCHEFFKNECHT. The oxycoal process with cryogenic oxygen supply. In: *Naturwissenschaften* [online]. **96** (2009), Ausgabe Nr. 9, S. 993–1010. ISSN 1432-1904. Verfügbar unter: DOI: 10.1007/s00114-009-0557-2
- [247] WEGERICH, S. Experimentelle Untersuchungen zum Verbrennungsverhalten und zur NO_x-Entstehung bei der Verbrennung von Kohlenstaub in einer O₂/CO₂-Atmosphäre [Dissertation]. Technische Universität Hamburg-Harburg, 2009. Aachen: Shaker. Berichte aus der Energietechnik. 2010. ISBN 978-3-8322-9016-0
- [248] MIESKE, K. *Schadstoffbildung bei der Verbrennung im Oxyfuel-Prozess* [Dissertation]. Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik. München: Verlag Dr. Hut. 2010. ISBN: 978-3-86853-521-1

- [249] RITTER, R. und T. STOFFREGEN. Eine neue DeNO_x Technologie für ein Oxyfuel-Kraftwerk. In: M. BECKMANN, Hrsg. Und A. HURTADO, Hrsg. *Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 283–299, 2010. ISBN 978–3–935317–57–3
- [250] ALSTOM POWER. *Gas Turbine Range Overview: Technical Performance Data Sheet*. [Ort geht aus Publikation nicht hervor]: Alstom Power, 2009. Referenznummer: PT-PE/BPROS/GTRVTP07/eng/TMG/10.09/CH/6263
- [251] GENERAL ELECTRIC COMPANY. *Heavy duty gas turbine products* [online]. [Ort geht aus Publikation nicht hervor]: GENERAL ELECTRIC COMPANY, Juni 2009. PDF Broschüre. Dokumenten Nr. GEA12985H. [Letzter Zugriff 16.02.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20100202215117/http://www.gepower.com:80/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/downloads/GEA12985H.pdf
- [252] SIEMENS AG: *Siemens Gas Turbine SGT5-4000F: Advanced Performance* [online]. Erlangen: Siemens AG, 2008. PDF Broschüre. Bestellnummer: A96001-S90-B323-X-4A00. [Letzter Zugriff 16.02.2020]. Verfügbar unter: <https://web.archive.org/web/20190616100418/http://cfaspower.com/Siemens%20SGT5-4000F.pdf>
- [253] SIEMENS AG. *The SGT5-8000H – tried, tested and trusted* [online]. Erlangen: Siemens AG, 2010. PDF Broschüre. Bestellnummer: E50001-W220-A124-X-4A00. [Letzter Zugriff 16.02.2020]. Verfügbar unter: https://web.archive.org/web/20190616094856/https://w5.siemens.com/italy/web/pw/press/News/Documents/SGT5-8000H_brochure.pdf

A Anhang

A.1 Begriffsbestimmungen

Die im Folgenden aufgeführten Begriffsbestimmungen, welche sich hauptsächlich an der üblichen Verwendung dieser Begriffe orientieren (vgl. beispielsweise VDI 3633), sollen zum besseren Verständnis der in dieser Arbeit dargestellten Zusammenhänge beitragen und Missverständnisse vermeiden.

Modell – Vereinfachte Nachbildung eines existierenden oder gedachten Systems (z. B. Kraftwerksprozess) mit seinen Teilprozessen. Dabei ist unter dem Begriff „Prozess“ die Gesamtheit von aufeinander einwirkenden Vorgängen in einem System von miteinander in Verbindung stehenden Komponenten, durch die Materie oder Energie umgewandelt, transportiert oder gespeichert werden, gemeint. Die vereinfachte mathematische Beschreibung einer existierenden oder möglichen Realität ist entsprechend des Untersuchungszwecks und dessen Zielsetzung anzupassen, da Effekte, die nicht modelliert sind, nicht untersuchbar sind. Andererseits sollte nicht so genau wie möglich, sondern lediglich so genau wie nötig modelliert werden.

Black-Box-Modell – Systemtheoretisches Modell, in dem eine Übergangsfunktion aufgrund der Einwirkungen auf das System (Input) die Rückwirkungen des Systems auf die Umgebung (Output) bestimmt. Die Einwirkungen, Rückwirkungen und internen Zustandsattribute können den Kategorien Material-, Energie- oder Informationsfluss zugeordnet werden. Für einen Anwender ist eine Systemkomponente eine Black-Box, wenn ihm zwar das Ein-/Ausgabeverhalten der Komponente bekannt ist, die genauen internen Abläufe hingegen nicht oder zumindest diese Abläufe für das Untersuchungsziel der Simulationsstudie nicht relevant sind. Zuweilen würden aus systemtheoretischer Sicht die hier als Black-Box-Modelle bezeichneten Modellierungen aufgrund ihrer inneren Struktur, welche versucht Energie- und Massenbilanzen zu wahren, auch als Grey- oder White-Box-Modelle eingestuft werden.

Modellierung – (oder Modellerstellung oder -aufbau) ist die Implementierung eines gedanklichen Modells im Umfeld einer geeigneten Simulationsumgebung in ein simulationsfähiges Computerprogramm.

Parameter – Wert eines Attributs eines mathematischen Modells, der vor einer Simulation festgelegt wird und sich innerhalb der Berechnung nicht mehr ändert und dementsprechend das Ergebnis grundlegend beeinflusst. Beispiel: Für das Prozessattribut „Verbrennungssauerstoffverhältnis“ wird der Parameter mit dem Wert 1,15 festgelegt.

Demgegenüber ist der Restsauerstoffgehalt im Rauchgas ein Attribut, welches nicht parametrisiert wurde, sondern sich als Simulationsergebnis ergibt und somit, je nach Gesamtprozess, auch von weiteren Parametern bzw. Randbedingungen abhängig sein kann. In diesem Zusammenhang sei ergänzend der Begriff „Parametrierung“ als der Vorgang der Belegung der mathematischen Modellgleichungen mit Parameterwerten definiert. Dieser wird bisweilen fein von dem „Parametrisieren“ unterschieden, welches die Festlegung einer Variablen in einem mathematischen Modell, also der Wahl des Prozessattributs (Beispiel Verbrennungssauerstoffverhältnis), meint.

Randbedingungen – Parameter welche die Schnittstellen der Bilanzgrenze des Systems zu seiner Umgebung festlegen (z. B. Brennstoffzusammensetzung oder Umgebungstemperatur).

Simulation – Im allgemeinen Sinn ist die Simulation ein Verfahren zur Nachbildung eines Systems (hier: kraftwerkstechnischer Prozess) mit seinen Teilprozessen in einem Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind. Um die Notwendigkeit der vorausgehenden Modellierung zu betonen, bevor eine Simulation durchgeführt werden kann, wird im Rahmen dieser Arbeit grundsätzlich von Modellierung und Simulation gesprochen.

Im weiteren Sinne ist mit dem Begriff „Simulation“ das Durchführen sowie das Auswerten gezielter Experimente mit einem (Simulations-)Modell zu verstehen. Somit ist damit das (i. d. R. numerische) Berechnen einer Lösung der aus der Modellierung und Parametrierung entstandenen mathematischen Gleichungen gemeint. Dieser Tätigkeit folgt das Auswerten und Bewerten des erhaltenen Simulationsergebnisses (z. B.: der Technologievergleich).

Ergebnisgrößen – Durch die Simulation des Modells bestimmte Größen, die unter Umständen eigenen Berechnungsvorschriften unterliegen und Eigenschaften (Attribute) des Gesamtprozesses oder von Teilprozessen widerspiegeln. Diese können verdichtenden Charakter haben (Kennzahlen, wie z. B. Wirkungsgrade, spezifische Energiebedarfe etc.) oder Informationszwecken dienen, um weitere Überlegungen durchführen zu können oder um beispielsweise die Realitätsnähe besser einschätzen zu können (in dieser Arbeit in Form von Zwischenergebnisgrößen).

Topologie – (oder Prozesstopologie) Verschaltung bzw. strukturelle Anordnung von Einzelkomponenten zu einem thermodynamischen/verfahrenstechnischen Gesamt- oder Teilprozess.

Vergleichbarkeit – (oder Vergleichsfähigkeit) Eigenschaft eines Untersuchungsergebnisses (im speziellen eines Simulationsergebnisses) in Bezug auf weitere, ähnliche Untersuchungen (Simulationen), welche die Gegenüberstellung einer oder mehrerer gleich definierter zusammenfassender Ergebnisgrößen (in dieser Arbeit beispielsweise der elektrischer Wirkungsgrad und die spezifischen CO₂-Emissionen) zulässig machen, ohne genauere Kenntnisse der Details von Bilanzgrenzen, Modellierung sowie Parametrierung zu benötigen, weil diese Details identisch sind oder zumindest in vergleichbarer Weise angesetzt worden sind. Obwohl der Beleg der Vergleichbarkeit von Studien ein geringeres Maß an Transparenz in der Dokumentation benötigt als die Schaffung der Wiederholbarkeit, ist dennoch ein sorgfältiges Dokumentieren der Annahmen und Eingangsdaten entsprechend der Ausführungen in Teilkapitel 2.2 erforderlich. Zur Bewertung der Vergleichbarkeit einer Untersuchung mit anderen Untersuchungen ist die Dokumentation in nachvollziehbarer Weise zu gestalten (siehe Nachvollziehbarkeit).

Realitätsnähe – Wahl von Parametern, Komponententypen und der Gestaltung der Prozesstopologie bei der Modellierung und Simulation, welche Konzepte bzw. Werte repräsentieren, die unter dem zusätzlichen Aspekt der Wirtschaftlichkeit eine technische Umsetzung in der Wirklichkeit ermöglichen und die Betriebsfähigkeit und Bedienbarkeit widerspiegeln. Weiterhin ist damit auch eine Modellierung eingeschlossen, die alle untersuchungsrelevanten und somit ergebnisrelevanten Effekte berücksichtigt. Dabei ist immer die Berücksichtigung der Zielsetzung der Untersuchung erforderlich.

Nachvollziehbarkeit – Gestaltung der Dokumentation einer Untersuchung, sodass die erhaltenen Ergebnisse vom Leser unter Erläuterung und im Idealfall mit Begründung der verwendeten Methodik, der Annahmen und Eingangsparameter verstanden werden können.

Wiederholbarkeit – Ist die Eigenschaft der Dokumentation eines Untersuchungsergebnisses, den Leser in die Lage zu versetzen, die erhaltenen Ergebnisse zumindest im Prinzip in gleicher Weise zu reproduzieren, ohne selbst Annahmen treffen zu müssen. Dazu sind die Nachvollziehbarkeit und die Transparenz der Dokumentation eine Grundvoraussetzung.

A.2 Eigenschaften und Zusammensetzung der getrockneten Kohlen

Tabelle A.1: Durch Simulation erhaltene Ergebnisse der Zusammensetzung und Eigenschaften der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Stein- und Braunkohle aus Tabelle 3.2 nach der Mahltrocknung im konventionellen Mahlprozess sowie der aus der Rohbraunkohle im aDWST-BV-Verfahren erzeugten Trockenbraunkohle nach Nachverdampfung unter Verwendung der Angaben aus Abschnitt 3.3.1 und der Tabellen 4.1 und 4.3 sowie aus Abschnitt 3.3.2 und der Tabelle 4.5. Brennwertangabe aus Heizwertangabe nach Gleichung (3.1) berechnet; Bezugstemperatur für die Brenn- bzw. Heizwertangabe 25 °C.

Kenngröße	Brennstoff			Einheit
	Steinkohlenstaub nach Mühle	Braunkohlenstaub nach Mühle	Trocken- braunkohle	
C	70,97	46,24	49,62	%
H	4,11	3,41	3,66	%
N	7,09	16,52	17,73	%
O	1,72	0,70	0,75	%
S	0,61	0,48	0,52	%
Asche	14,50	14,65	15,72	%
Wasser	1,00	18,00	12,00	%
Heizwert H_u	27,13	16,56	17,96	MJ/kg
Brennwert H_o	28,05	17,75	19,05	MJ/kg
verdampftes Wasser	0,0687	0,4170	0,4567	$\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{Kohle,i.R.}}}$

A.3 Heiz- und Brennwert in Abhängigkeit von der Bezugstemperatur

Tabelle A.2: Heiz- und Brennwerte (in MJ/kg) der in den Tabellen 3.2 und 3.3 aufgeführten Brennstoffe bei verschiedenen Bezugstemperaturen zur Bestimmung der Wirkungsgrade nach Tabelle 3.5. Die Umrechnung der Heizwerte auf die geänderten Bezugszustände erfolgt unter Zuhilfenahme von Epsilon®Professional 9.00 unter Verwendung der Korrelationen für den jeweiligen Brennstofftyp. Die Werte sind auf die vierte Dezimalstelle angegeben, um den Effekt der unterschiedlichen Bezugstemperatur auf den Energiegehalt des Brennstoffs bei der Steinkohle darzustellen. Vor allem bei der Braunkohle sollte dieser Effekt nicht vernachlässigt werden. Die Werte für 0 °C sind zusätzlich angegeben, da dies der Referenzzustand ist, mit dem die Berechnungen intern in dem Berechnungsprogramm erfolgen. Die Umrechnung vom Heizwert auf den Brennwert erfolgt mit Gleichung (3.1) mit der ebenfalls aufgeführten Verdampfungsenthalpie (in kJ/kg) des Wassers Δh_v bei der jeweiligen Bezugstemperatur.

Brennstoff		Bezugstemperatur in °C			
		0	10	15	25
Steinkohle	Heizwert	25,1010	25,1006	25,1004	25,1000
	Brennwert	26,1522	26,1417	26,1365	26,1262
Braunkohle	Heizwert	8,6110	8,6226	8,6284	8,6400
	Brennwert	10,3611	10,3560	10,3535	10,3486
Erdgas	Heizwert	46,9895	46,9736	46,9656	46,950
	Brennwert	52,2050	52,1397	52,1071	52,0420
Verdampfungsenthalpie Δh_v		2500,93	2477,21	2465,38	2441,71

A.4 Verlauf des el. Wirkungsgrads als Funktion der Anzapfdrücke

In diesem Teil des Anhangs wird der Einfluss der zu optimierenden Anzapfdrücke auf den elektrischen Nettowirkungsgrad dargestellt (siehe Abschnitt 3.2.1). Dazu werden Simulationen des Steinkohle-Dampfkraftwerk-Modells nach dem Stand der Technik durchgeführt (siehe Abschnitt 4.1.1). Als Startparametersatz werden die zu optimierenden Anzapfdrücke der Anzapfungen 1 bis 8 zunächst nach dem Prinzip gleicher Aufwärmung der dampfbeheizten Vorwärmer festgelegt. Anschließend wird jeweils ein einzelner Anzapfdruck variiert. Abweichend von der Vorgehensweise für die Hauptuntersuchungen wird nach einem Durchlauf in aufsteigender Reihenfolge aller zu optimierenden Anzapfdrücke der Druck des jeweiligen lokalen Wirkungsgradoptimums als Startwert für den darauffolgenden Optimierungsdurchlauf gewählt. Das jeweilige lokale Optimum wird über eine Parabelregression unter Anwendung des dekadischen Logarithmus auf die Druckwerte geschätzt. In den Abbildungen ist jeweils der Verlauf des elektrischen

Wirkungsgrads bei Variation des jeweiligen Anzapfdrucks des Startparametersatzes und der final bestimmten Anzapfdrücke eingezeichnet.

Um einen Überblick zu geben, sind in Abbildung A.1 alle zu optimierenden Anzapfdrücke, der explizit vorgegebene Kondensatordruck sowie der implizit durch diverse Parameterfestlegungen (vor allem aber der Vorgabe der Speisewasserendtemperatur) festgelegte Druck der Anzapfung 9 dargestellt. Abbildungen A.2 und A.3 zeigen jeweils den Verlauf des Wirkungsgrads in Abhängigkeit vom einzelnen Anzapfdruck.

Die Simulationsergebnisse zeigen einerseits, dass die Wahl des Startparametersatzes nach dem Prinzip gleicher Aufwärmung der dampfbeheizten Vorwärmer eine relativ gute Näherung an das globale Maximum des elektrischen Nettowirkungsgrads darstellen. Andererseits kann der Wirkungsgrad durch Optimierung der nicht durch andere Parametervorgaben festliegenden Anzapfdrücke noch um 0,11 %-Punkte angehoben werden. Um das Wirkungsgradmaximum zu erreichen sind die Drücke aller Anzapfungen mit Ausnahme der Anzapfung A8 gegenüber dem Startparametersatz abzusenken.

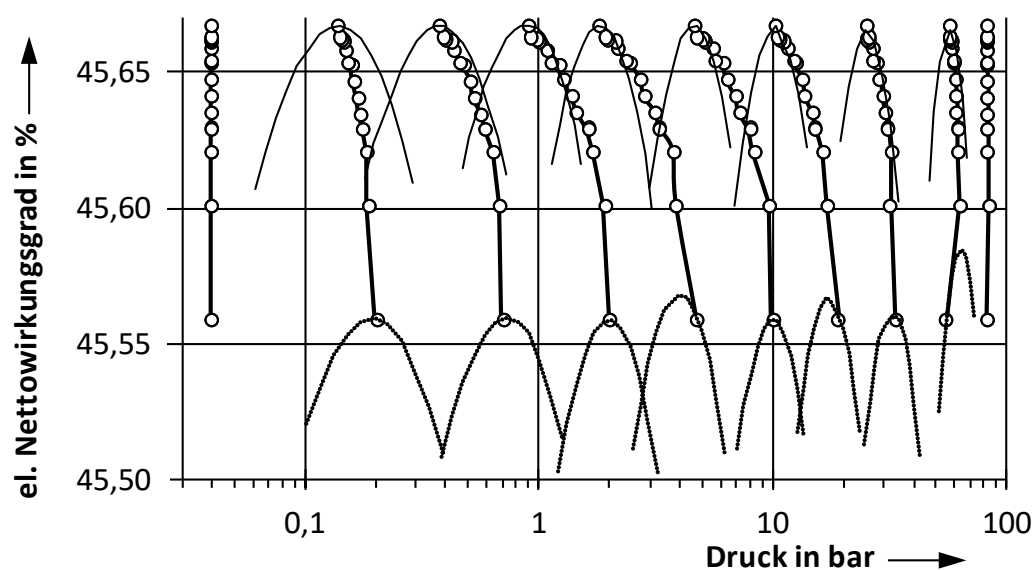


Abbildung A.1: Verlauf der Optimierung des elektrischen Nettowirkungsgrads bei Variation der Anzapfdrücke 1 bis 8. Kreise zeigen die Anzapfdrücke bzw. den Kondensatordruck des jeweiligen Optimierungslaufs. Zusätzlich ist der Verlauf bei Variation des jeweiligen Anzapfdrucks des Startparametersatzes und des finalen Laufs eingezeichnet.

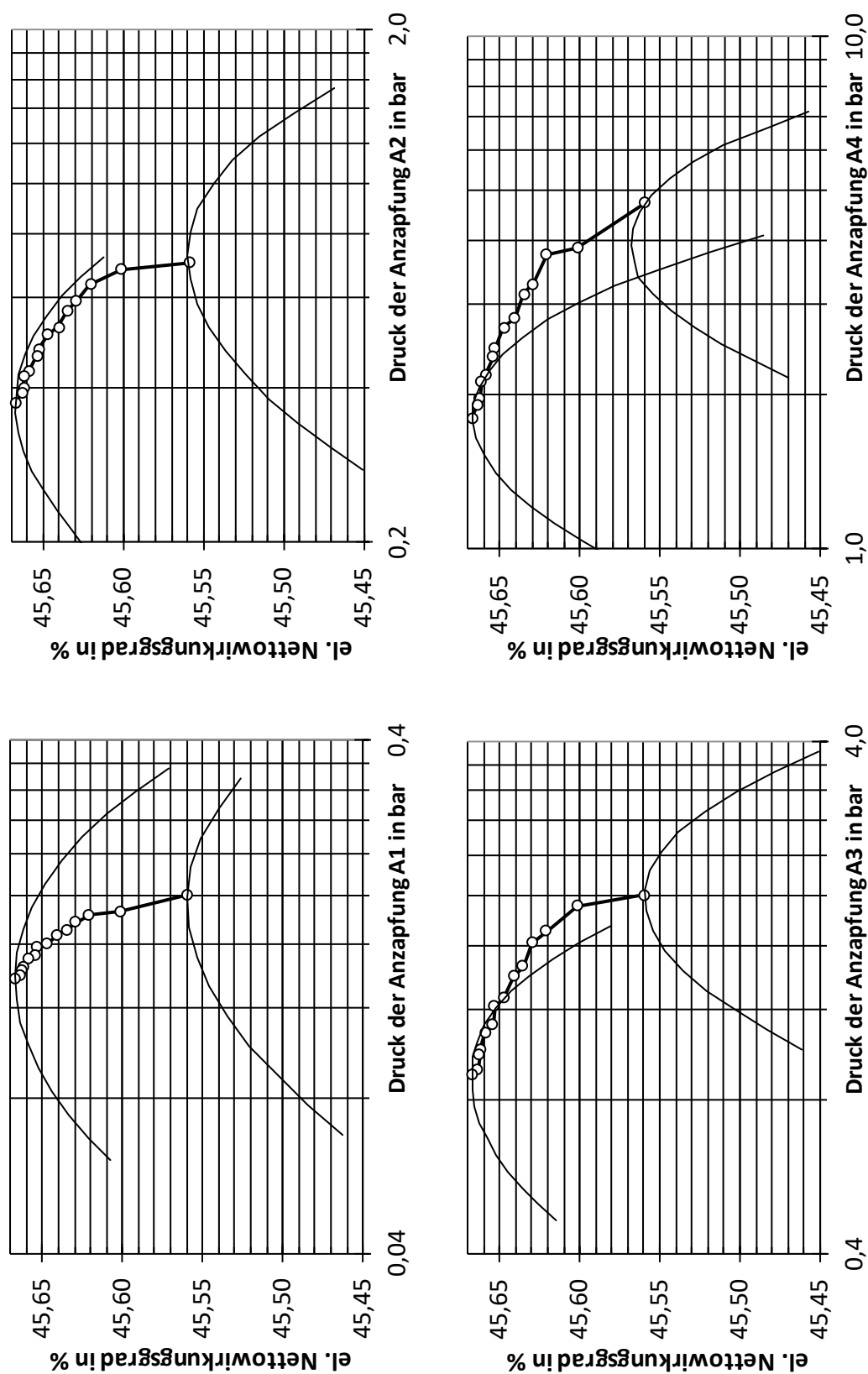


Abbildung A.2: Verlauf der Optimierung des elektrischen Nettowirkungsgrads durch Variation der Drücke für die Anzapfungen A1 bis A4. Kreise zeigen die Anzapfdrücke des jeweiligen Optimierungslaufs. Zusätzlich ist der Verlauf bei Variation des jeweiligen Anzapfdrucks des Startparametersatzes und des finalen Laufs eingezeichnet.

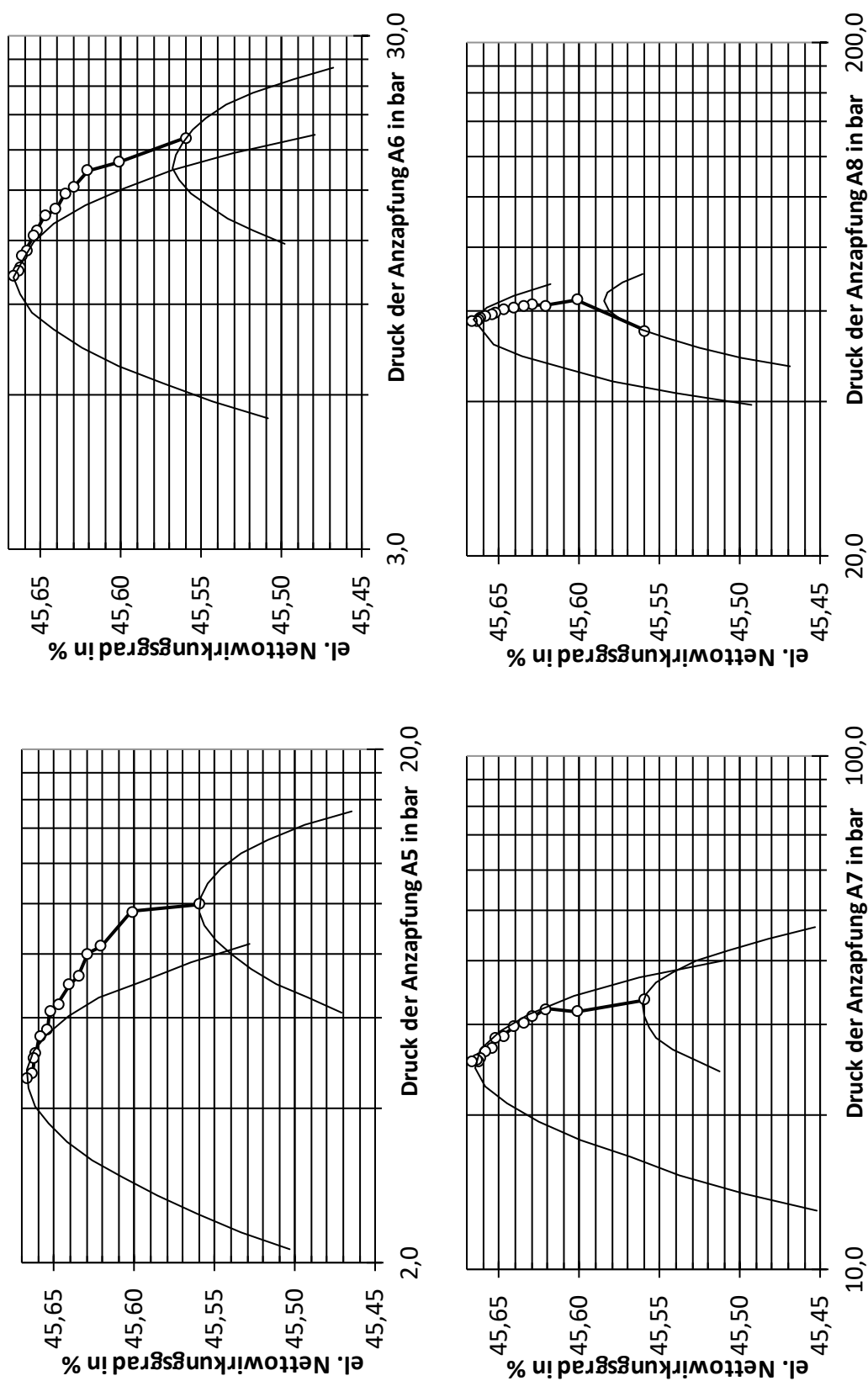


Abbildung A.3: Verlauf der Optimierung des elektrischen Nettowirkungsgrads durch Variation der Drücke für die Anzapfungen A5 bis A8. Kreise zeigen die Anzapfdrücke des jeweiligen Optimierungslaufs. Zusätzlich ist der Verlauf bei Variation des jeweiligen Anzapfdrucks des Startparametersatzes und des finalen Laufs eingezeichnet.

A.5 Umrechnungsvorschriften für das Verbrennungssauerstoffverhältnis und die Rauchgasrückführungsrate

Tabelle A.3: Wechselseitige Umrechnungsvorschriften des globalen Verbrennungssauerstoffverhältnisses und des Verbrennungssauerstoffverhältnisses der Feuerung in Abhängigkeit von der jeweiligen Definition der Rauchgasrückführungsrate (siehe dazu auch Abbildung 3.3 und Gleichung (3.3))

	$R_{R,v} = \frac{R_{R,n}}{1 + R_{R,n}}$	$R_{R,n} = \frac{R_{R,v}}{1 - R_{R,v}}$
λ_F	$= \frac{\lambda_G - R_{R,v}}{1 - R_{R,v}}$	$= (1 + R_{R,n}) \lambda_G - R_{R,n}$
λ_G	$= (1 - R_{R,v}) \lambda_F + R_{R,v}$	$= \lambda_F + \frac{R_{R,n}}{1 + R_{R,n}} \cdot (1 - \lambda_F)$

A.6 Nomogramme zur Abschätzung der Heizwertänderung bei Trocknungsvorgängen

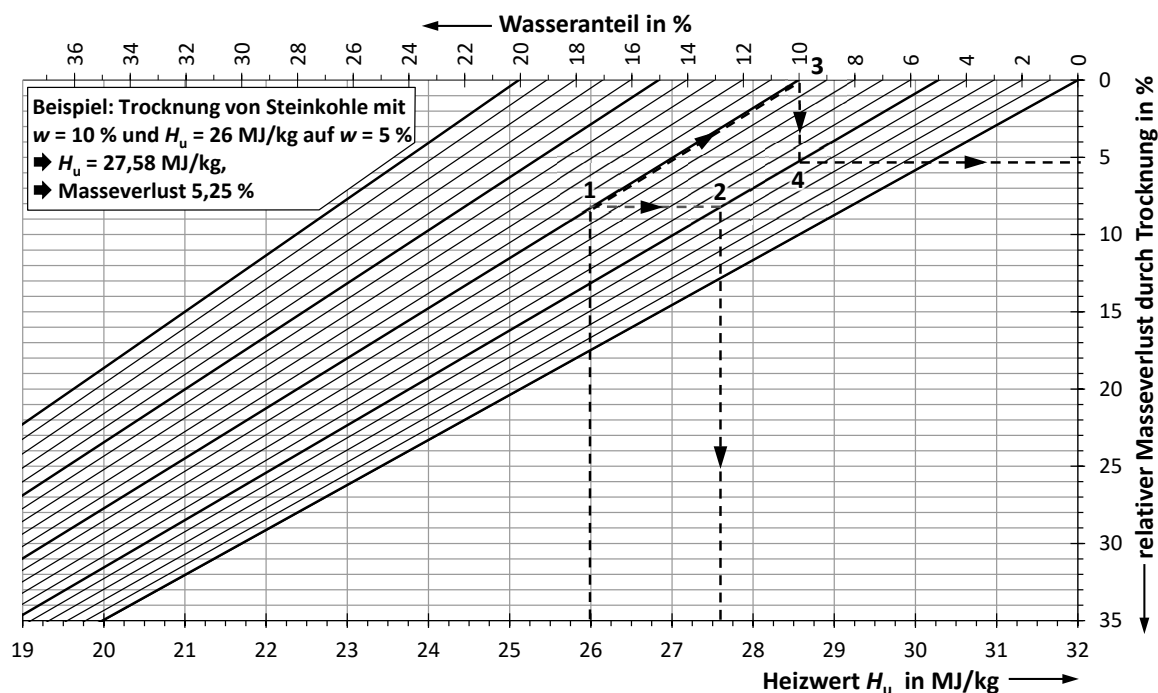


Abbildung A.4: Nomogramm zur Abschätzung der Heizwertveränderung sowie des relativen Massenverlusts durch Trocknung von Steinkohlen. Horizontale Verlängerung zum Endwassergehalt ergibt neuen Heizwert (1→2). Durch Verlängerung des Ausgangspunktes entlang der Linie gleichen Wassersanteils zur oberen Achse (1→3) und vertikale Abtragung nach unten bis auf die Linie des Endwassergehalts (3→4) kann an der rechten y-Achse der relative Massenverlust durch den Vorgang abgelesen werden.

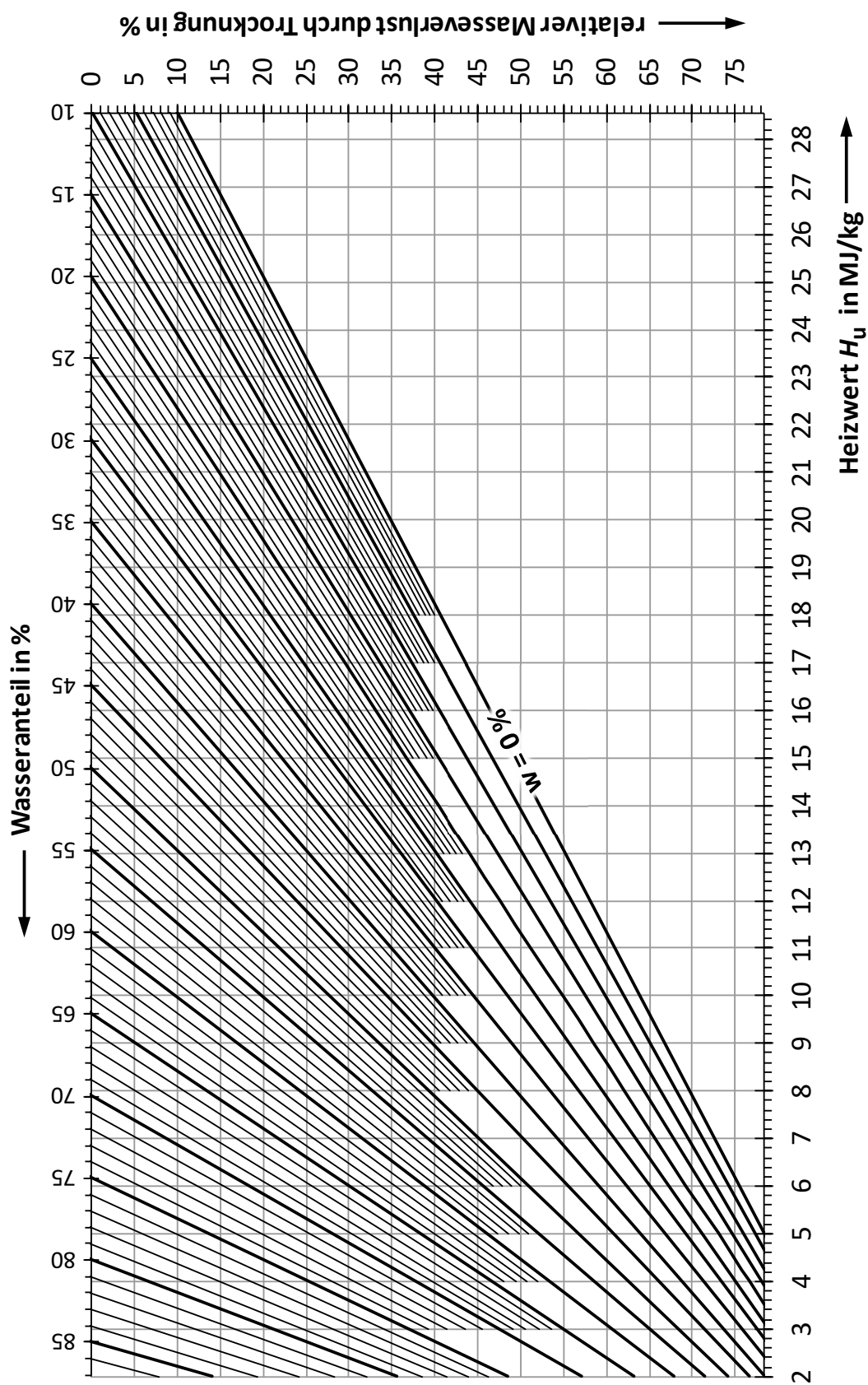


Abbildung A.5: Nomogramm zur Abschätzung der Heizwertveränderung sowie des relativen Massenverlusts durch Trocknung für Festbrennstoffe mit geringem Heizwert und hohen Wasseranteilen wie z. B. Braunkohlen. Keine Berücksichtigung der Bindungsenthalpie des Wassers bei geringen Wasseranteilen. Benutzung siehe Abbildung A.4

A.7 Diagramm zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads von Dampfturbinen

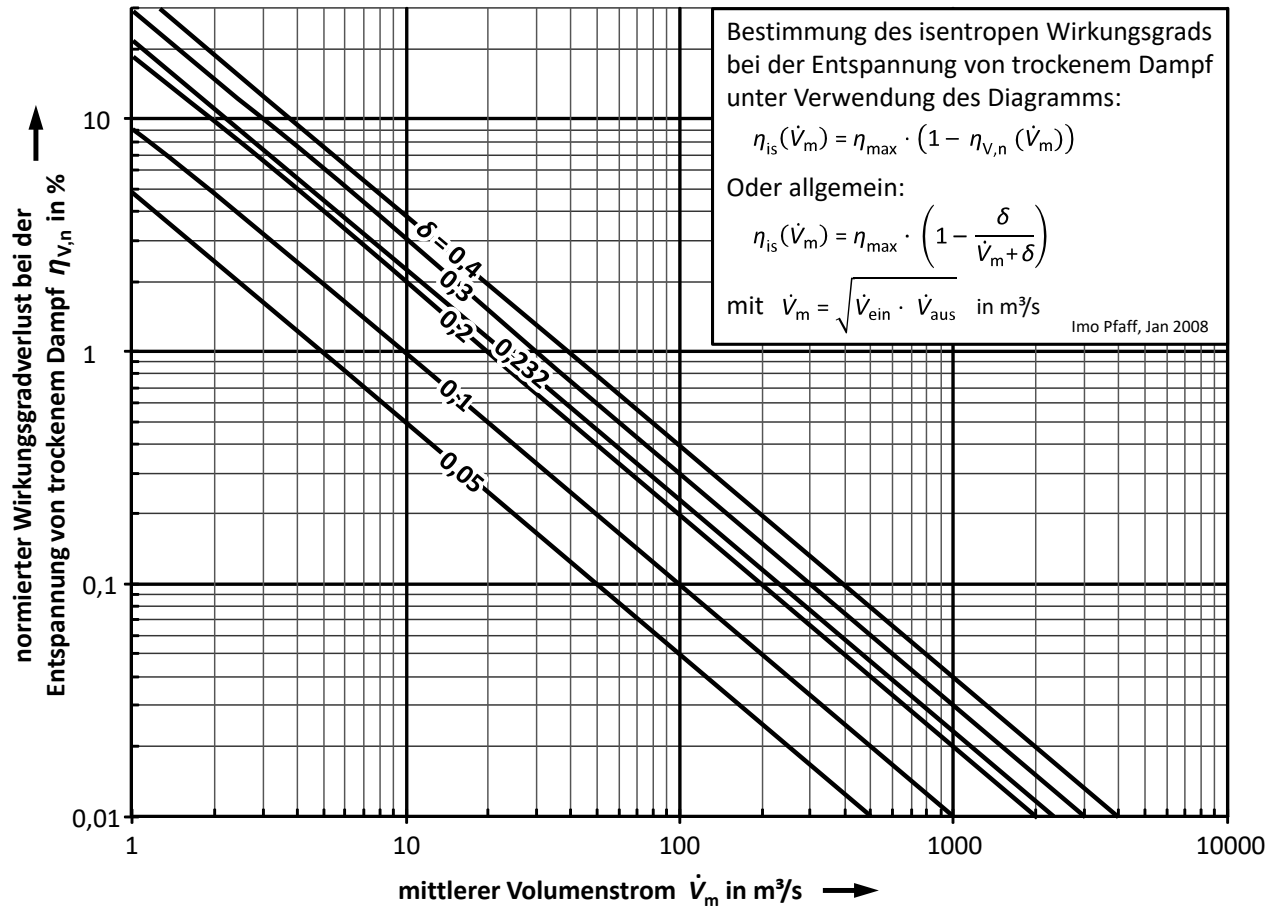


Abbildung A.6: Verallgemeinerte Darstellung zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads bei der Entspannung von trockenem Dampf in Dampfturbinen. Erläuterungen zur Anwendung in der Gesamtprozesssimulation, auch bei Nassdampfbedingungen, siehe Abschnitt 3.3.9. In dieser Arbeit wird $\delta = 0,232$ und $\eta_{\max} = 93,0 \%$ angenommen.

A.8 Einfluss der Temperatur der Luftansaugung auf den Wirkungsgrad

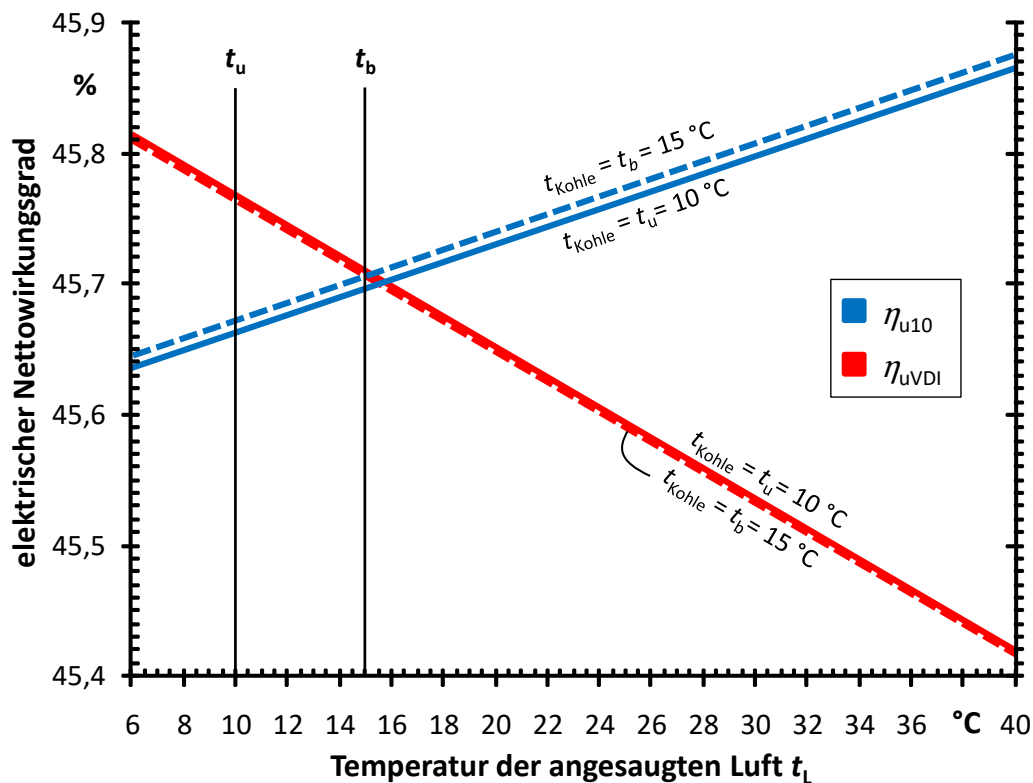


Abbildung A.7: Abhängigkeit der elektrischen Nettowirkungsgrade η_{u10} (Gl. (3.18)) und η_{uVDI} (Gl. (3.20)) von der Temperatur der angesaugten Luft und von unterschiedlichen Brennstofftemperaturen am Beispiel des Steinkohlekraftwerks mit 600 °C Frischdampf Temperatur. Für die Bestimmung von η_{uVDI} wird die Temperatur der angesaugten Luft für t_L in Gl. (3.16) eingesetzt und der Wirkungsgrad mit der üblichen Bezugstemperatur von $t_b = 15$ °C berechnet. Umgebungstemperatur 10 °C, Luftzusammensetzung gemäß den definierten Umgebungsbedingungen (vgl. Tabelle 3.1), d. h. konstante absolute Luftfeuchtigkeit. Im Gegensatz zum Braunkohlekraftwerk (siehe Abbildung 3.20) wird ein geringfügiger Rückgang des Wirkungsgrads η_{uVDI} mit steigender Brennstofftemperatur berechnet. Aufgrund des geringeren Brennstoffmassenstroms beim Steinkohlekraftwerk im Vergleich zum Braunkohlekraftwerk gleicher elektrischer Leistung ist der generelle Einfluss der Brennstofftemperatur auf den Wirkungsgrad geringer.

A.9 Zwischenergebnisgrößen der Simulationen für Dampfkraftwerke

Tabelle A.4: Zwischenergebnisgrößen der Simulationen der Kraftwerksprozesse, die auf dem Dampfkraftprozess basieren, gegliedert nach Brennstoff und Technologie. (Ref. = Referenzkraftwerk auf Grundlage 600-°C-Technologie; PCC = Post-Combustion- CO_2 -Abtrennung; Oxyfuel-Prozesse: K = kryogene Sauerstoffbereitstellung, 3EVM = 3-End-Vakuum-Hochtemperaturmembran; 4EM = rauchgasgespülte 4-End-Hochtemperaturmembran); gerundete Werte.

Nr.	Größe	Einheit	Steinkohle					Braunkohle			
			Ref.	700 °C	PCC	Oxyfuel		Ref.	700 °C	TBK	
						K	3EVM				4EM
1	Druck an Anzapfung 9 (HD-Anzapfung) ^{a)}	bar	82,14	112,29	82,14	82,13	82,14	82,13	82,07	112,23	82,07
2	Druck an Anzapfung 8 (KZÜ) ^{a)}	bar	60,80	72,20	60,80	60,80 ^{*)}	60,80 ^{*)}	60,80 ^{*)}	60,30	71,50	60,30 ^{*)}
3	Druck an Anzapfung 7 ^{a)}	bar	26,30	31,00	26,30 ^{*)}	26,30 ^{*)}	26,30 ^{*)}	26,30 ^{*)}	26,50	32,60	26,50 ^{*)}
4	Druck an Anzapfung 6 ^{a)}	bar	10,80	10,90	10,80 ^{*)}	10,80 ^{*)}	10,80 ^{*)}	10,80 ^{*)}	11,10	12,70	11,10 ^{*)}
5	Druck an Anzapfung 5 ^{a)}	bar	4,95	4,75	4,95 ^{*)}	4,95 ^{*)}	4,95 ^{*)}	4,95 ^{*)}	5,46	6,57	5,46 ^{*)}
6	Druck an Anzapfung 4 ^{a)}	bar	2,00	1,80	2,00 ^{*)}	2,00 ^{*)}	2,00 ^{*)}	2,00 ^{*)}	2,37	2,95	2,37 ^{*)}
7	Druck an Anzapfung 3 ^{a)}	bar	1,00	0,86	1,00 ^{*)}	1,00 ^{*)}	1,00 ^{*)}	1,00 ^{*)}	1,32	1,45	1,32 ^{*)}
8	Druck an Anzapfung 2 ^{a)}	bar	0,40	0,37	0,40 ^{*)}	0,40 ^{*)}	0,40 ^{*)}	0,40 ^{*)}	0,57	0,71	0,57 ^{*)}
9	Druck an Anzapfung 1 ^{a)}	bar	0,145	0,135	0,145 ^{*)}	0,145 ^{*)}	0,145 ^{*)}	0,145 ^{*)}	0,205	0,235	0,205 ^{*)}
10	isentropen Wirkungsgrad HD-DT ^{b)}	%	92,2-91,7	92,1-91,4	92,4-91,9	92,2-91,6	92,2-91,7	92,2-91,6	92,2-91,7	92,1-91,4	92,2-91,7
11	isentropen Wirkungsgrad MD-DT ^{b)}	%	92,8-92,4	92,8-92,2	92,8-92,5	92,8-92,3	92,8-92,4	92,8-92,3	92,8-92,4	92,7-92,2	92,8-92,4
12	isentropen Wirkungsgrad ND-DT ^{b)}	%	92,9-83,84	92,9-85,70	92,9-83,88	92,9-83,84	92,9-83,84	92,9-83,84	92,8-84,48	92,9-86,79	92,8-84,48
13	isentropen Wirkungsgrad SPAT ^{b)}	%	90,5	91,3	90,6	90,5	90,5	90,5	90,5	91,4	90,5
14	Dampfnaße ND-DT-Austritt ^{c)}	%	11,08	9,25	11,04	11,07	11,08	11,07	11,03	9,20	11,03

^{a)} Parameter von Referenzsimulation übernommen

^{a)} Druck der Anzapfung direkt an der Turbine, A5 = Abdampf MD-DT

^{b)} vgl. Abschnitt 3.3.9 für die angewendete Wirkungsgraddefinition, ND-DT Wirkungsgrade durch Einfluss Dampfnaße reduziert

^{c)} vor Dissipation der Austrittsverluste in Wärme (Enthalpieerhöhung)

Fortsetzung Tabelle A.4

Nr.	Größe	Einheit	Steinkohle				Braunkohle		
			Ref.	700 °C	PCC	K	Oxyfuel 3EVM	4EM	Ref. 700 °C TBK
15	spez. Wärmeverbrauch Dampfturbosatz ^{d)}	kJ/kWh _{el}	7143,4	6730,4	8444,1	6880,5	6905,1	6689,6	7128,5 6692,8 7145,4
16	mech. Leistung der SPAT-Welle	MW	33,7	36,6	39,8	32,3	32,5	31,3	33,6 36,6 33,7
17	KZÜ-Temperatur	°C	353,7	426,9	353,4	353,8	353,7	353,8	352,6 425,4 352,6
18	eingek. Wärme Speisewasser ^{e)}	%	0,74	0,73	0,76	2,1	2,0	3,3	k. A. k. A. k. A.
19	eingek. Wärmemenge Kondensat ^{e)}	%	k. A.	k. A.	2,54	7,1	4,7	10,8	2,91 2,91 3,23
20	Kondensatunterkühlung am Speisewasserbehältereintritt ^{f)}	K	30,3	31,1	30,6	24,0	23,5	42,3	27,8 25,2 27,8
21	globales Verbrennungssauer- stoffverhältnis ^{g)}	-	1,150	1,150	1,150	1,052	1,047	1,028	1,121 1,121 1,107
22	RG-Rückführungsrate gesamt ^{h)}	%	k. A.	k. A.	k. A.	65,5	68,8	81,5	19,3 19,1 28,4
23	RG-Rückführungsrate Sek.-Gas ^{h)}	%	k. A.	k. A.	k. A.	45,4	48,3	66,9	k. A. k. A. 26,6
24	Aufteilung Primär- zu Sek.-Gas ⁱ⁾	%	20,1	20,0	20,3	29,6	28,2	16,5	12,5 13,2 2,93
25	Primärgastemperatur vor Mahltrocknungsanlage	°C	250,3	251,4	247,7	211,5	208,7	205,7	850,0 850,0 k. A.

^{d)} Quotient der Nutzwärmeleistung des Dampferzeugers und der elektrischen Bruttoleistung^{e)} eingekoppelte Wärme als Anteil der Feuerungswärmeleistung ($\dot{m}_B \cdot H_u(10^\circ\text{C})$)^{f)} bezogen auf den Hauptkondensatstrom^{g)} direkt nach Gleichung Tabelle A.3 links unten ohne Berücksichtigung von Falsch- oder Sperrluft berechnet, $\lambda_F = 1,15$ für alle Simulationen unter Berücksichtigung aller der Verbrennung zugeführten Falsch- und Sperrlüfte bzw. -gase vgl. Abschnitt 3.2.2^{h)} Rückführungsrate bezogen auf den Massenstrom vor Abzweig $R_{R,v}$ vgl. Gleichung (3.3), ohne Berücksichtigung von Falschluff oder Leckagegasströmenⁱ⁾ Massenverhältnis des Primärgases vor Mühle zum Sekundärgas direkt vor Brenneintritt (inkl. Falschluff)

Fortsetzung Tabelle A.4 (Volumenkonzentrationen in Ebsilon®Professional 11.00 bestimmt)

Nr.	Größe	Einheit	Steinkohle				Braunkohle			
			Ref.	700 °C	PCC	Oxyfuel		Ref.	700 °C	TBK
						K	3EVM			
26	Differenz zur Wassertaupunkttemperatur Traggas nach Mühle	K	55,54	55,54	55,54	22,36	32,26	83,66	83,84	19,56
27	Mediumtemperatur Membranwand in Höhe Feuerraumende ^{l)}	°C	463,5	531,1	463,5	463,5*	463,5*	437,2	502,1	437,2*
28	ad. Verbrennungstemperatur ^{k)}	°C	2062	2063	2062	2045	1987	1534	1550	1539
29	CO ₂ -Konzentration Rauchgas ^{l)}	Vol.-%, i.tr.	15,36	15,36	15,36	80,93	88,97	16,50	16,50	16,94
30	O ₂ -Konzentration Rauchgas ^{l)}	Vol.-%, i.tr.	3,95	3,95	3,95	5,00	5,01	3,33	3,33	2,86
31	O ₂ -Konzentration RG nach Eco	Vol.-%, i.tr.	2,89	2,89	2,89	4,88	4,89	2,43	2,44	2,20
32	O ₂ -Konzentration Sek.-Gas vor Verbrennung ^{m)} (betriebsfeucht)	Vol.-%	20,75	20,75	20,75	35,73	34,29	20,75	20,75	15,42
33	O ₂ -Konzentration Primärgas vor Verbrennung (betriebsfeucht)	Vol.-%	19,50	19,50	19,50	3,31	3,24	5,46	5,65	2,44
34	mittl. Kaltendtemperatur LuVo ⁿ⁾	°C	85,0	85,0	85,0	166,7	167,3	104,8	97,1	96,0
35	kleinste Grädigkeit Eco, RG-Seite	K	83,3	54,6	83,3	79,7	79,7	50,0	50,0	50,0
36	Rauchgastemperatur REA-Austritt	°C	49,7	49,7	49,7	69,8	71,1	66,3	66,3	53,8
37	Brennstoffumsatz ^{o)}	%	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,07	99,07	99,08

^{l)} vgl. Abschnitt 3.3.3, mit * markierte Eintragungen sind der Simulation vorgegebene Parameter, die aus der Referenzsimulation gewonnen wurden

^{k)} Stoffwertmodell berücksichtigt keine Dissoziationsreaktionen, vgl. Abschnitte 3.6.3 und 3.7

^{l)} vor Abgabe an Umgebung bzw. CO₂-Abtrennung

^{m)} ggf. nach Vermischung mit dem Sauerstoffträger, der dem Prozess zugeführt wird

ⁿ⁾ arithmetisches Mittel der Gastemperaturen vor Leckage, im Oxyfuel-Fall am Regenerativ-Primärgasvorwärmer bestimmt

^{o)} Verhältnis der tatsächlich durch Verbrennung freigesetzten Energie zur freigesetzten Energie unter Annahme vollständiger Verbrennung. Diese ergibt sich aus der Vorgabe des Verbrennlichen in der Asche.

Fortsetzung Tabelle A.4

Nr.	Größe	Einheit	Steinkohle					Braunkohle			
			Ref.	700 °C	PCC	Oxyfuel		Ref.	700 °C	TBK	
						K	3EVM				4EM
38	gesamter elektrischer Eigenbedarf ^{p)}	MW	49,36	46,26	152,49	289,16	233,03	163,32	65,57	61,96	94,30
39	{ Nr. 1 Nr. 2 Liste der fünf größten el. EB-Verbraucher ^{q)} Nr. 3 Nr. 4 Nr. 5	MW	10,0 KWP	9,4 SZG	78,7 O2V	152,8 LZA	98,2 CO2A	104,2 CO2A	15,0 SZG	14,2 SZG	36,3 BV
40		MW	10,0 ZG	8,8 KWP	15,3 PCA	94,7 CO2A	70,4 VV	56,3 SGRG	11,3 MA	10,7 MA	11,6 SZG
41		MW	7,3 REA	6,9 REA	13,9 WP	11,3 KWP	22,1 FLG	12,3 KWP	10,4 KWP	9,6 REA	10,4 KWP
42		MW	4,0 FLG	3,7 FLG	11,8 SZG	4,3 SRRG	11,1 KWP	5,5 SZG	10,1 REA	9,3 KWP	7,6 REA
43		MW	3,1 MA	3,0 MA	8,7 REA	4,2 SZG	5,0 SGRG	5,2 PGRG	4,5 FLG	4,3 FLG	5,2 MAF

^{p)} inkl. Transformatorverlust, Eigenbedarf der Bekohlung und sonstiger Eigenbedarf, im Fall Oxyfuel 4EM ist der Betrag um 40,5 MW durch den el. Leistungsüberschuss der Verdichter-/Entspannungsturbinen-Kombination der Hochtemperatur-membran-Luftzerlegungsanlage verringert

^{q)} in Rangliste Transformatorverlust, Eigenbedarf der Bekohlung und sonstiger Eigenbedarf unberücksichtigt

Verwendete Abkürzungen in dieser Tabelle:

BV = Brüdenverdichtung	PCA = Post-Combustion-CO ₂ -Abtrennungsanlage
CO ₂ A = CO ₂ -Aufbereitungsanlage	PGRG = Primärgasrückführungsgebläse
CO ₂ V = CO ₂ -Verdichter	PLG = Primärluftgebläse
FLG = Frischluftgebläse	REA = Rauchgasentschwefelungsanlage
KWP = Kühlwasserpumpen	RG = Rauchgas
LuVo = Luft-Vorwärmer	SGRG = Sekundärgasrückführungsgebläse
LZA = Luftzerlegungsanlage (kryogen)	SPAT = Speisewasserpumpen-Antriebsturbine
MA = Mühlenantrieb	SZG = Saugzuggebläse
MAF = Mühlenant. Feinmahlung von RBK	VV = Vakuum-Verdichter

A.10 Zwischenergebnisgrößen der Simulationen für GuD-Kraftwerke

Tabelle A.5: Zwischenergebnisgrößen der Simulationen der GuD-Kraftwerksprozesse mit verschiedenen Gasturbinenmodellen; Volumenkonzentrationen in Ebsilon®*Professional* 11.00 bestimmt; gerundete Werte

Nr.	Größe	Einheit	GT 26	GE 9FB	SGT5-4000F	SGT5-8000H
1	FD-Temperatur ^{a)}	°C	585,0	580,0	550,0	595,0
2	ZÜ-Dampftemperatur ^{a)}	°C	585,0	580,0	550,0	595,0
3	MD-Dampftemperatur ^{a)}	°C	323,2	323,2	323,2	323,2
4	ND-Dampftemperatur ^{a)}	°C	248,0	248,9	254,6	246,0
5	NDÜ-Druck nach AHDE	bar	3,27	3,28	3,33	3,17
6	ZÜ-Druck nach AHDE	bar	28,3	28,2	28,1	27,95
7	Abgastemperatur nach AHDE ^{b)}	°C	83,3	83,9	87,1	82,1
8	AHDE-Wirkungsgrad ^{c)}	%	87,2	87,0	85,7	87,6
9	CO ₂ -Konzentration Abgas ^{b)}	Vol.-% i.Tr.	4,66	4,38	4,23	4,58
10	O ₂ -Konzentration Abgas ^{b)}	Vol.-% i.Tr.	12,86	13,33	13,61	12,99
11	FD-Massenstrom ^{d)}	kg/s	78,83	80,13	73,83	102,04
12	ZÜ-Massenstrom ^{d)}	kg/s	89,68	91,75	87,97	115,09
13	Dampfmassenstrom ND-DT-Eintritt ^{d)}	kg/s	105,78	108,46	105,53	135,2

^{a)} am Austritt des AHDE

^{b)} vor Abgabe an Umgebung

^{c)} Quotient der im Abhitze-Dampferzeuger dem Gasturbinenabgas entzogenen Wärmeleistung und des Enthalpiestroms des Abgases nach Gasturbine (bezogen auf Nullpunkt der Stoffwertfunktion)

^{d)} vor Eintritt in die jeweilige Teilturbine (d. h. HD-, MD- bzw. ND-Dampfturbine)

Fortsetzung Tabelle A.5

Nr.	Größe	Einheit	GT 26	GE 9FB	SGT5-4000F	SGT5-8000H
14	is. Wirkungsgrad HD-Dampfturbine ^{e)}	%	87,5	87,6	86,9	88,8
15	is. Wirkungsgrad MD-Dampfturbine ^{e)}	%	92,3	92,3	92,2	92,5
16	is. Wirkungsgrad ND-Dampfturbine ^{e)}	%	91,3	91,3	90,9	91,5
17	HD-DT-Austrittstemperatur	°C	356,2	351,4	327,6	360,4
18	MD-DT-Austrittstemperatur	°C	286,2	283,3	264,1	290,7
19	Dampfnässe am ND-Austritt ^{f)}	%	8,31	8,43	9,17	8,01
20	spez. Wärmeverbrauch DT ^{g)}	kJ/kWh _{el}	9208,5	9247,3	9513,5	9116,8
21	el. Bruttoleistung Dampfbrosatz	MW	153,61	156,22	143,97	200,28
22	gesamter elektrischer Eigenbedarf	MW	6,43	6,48	6,24	8,28
23	Liste der drei größten el. EB-Verbraucher ^{h)}	MW	2,2; KWP	2,3; KWP	2,2; KWP	2,9; KWP
24		MW	2,0; SPWP	2,0; SPWP	1,9; SPWP	2,6; SPWP
25		MW	1,6; TRFO	1,5; TRFO	1,5; TRFO	2,0; TRFO

^{e)} vgl. Abschnitt 3.3.9 für die angewendete Wirkungsgraddefinition^{f)} vor Dissipation der Austrittsverluste in Wärme (Enthalpieerhöhung)^{g)} Quotient der im Abhitze-Dampferezeuger dem Gasturbinenabgas entzogenen Wärmeleistung und der el. Bruttoleistung der Dampfturbine^{h)} KWP = Kühlwasserpumpen; SPWP = Speisewasserpumpen; TRFO = Transformatorverluste

A.11 Abschätzung der Schwefelsäuretaupunkttemperatur

Dieser Anhang fokussiert ausschließlich auf die Abschätzung der Schwefelsäuretaupunkttemperatur am Beispiel der braunkohlebefeuerten Prozesse. Da in der Simulation der im Brennstoff enthaltene Schwefel als einzige säurebildende Komponente berücksichtigt wird, können keine Aussagen über z. B. Chlorwasserstoff getroffen werden. Für solche Betrachtungen sei ergänzend auf die Korrelation *ZareNezhads* in [157] hingewiesen, die neben Schwefeltrioxid (SO_3) weitere saure Bestandteile des Rauchgases wie Chlorwasserstoff, Stickstoffdioxid und Bromwasserstoff berücksichtigt. Des Weiteren sei noch einmal darauf hingewiesen, dass in den Simulationen dieser Arbeit SO_3 nicht als Spezies in den Rauchgasströmen modelliert ist.

Zur Vorhersage der Schwefelsäuretaupunkttemperatur, die im Zusammenhang mit Korrosionserscheinungen wesentlich für die Auslegung der Luftvorwärmung bzw. der Rauchgaswärmenutzung ist, existieren diverse empirische Gleichungen (siehe z. B. [152–156]). Diese berücksichtigen den Partialdruck des Wasserdampfes sowie des Schwefeltrioxids (SO_3) im Rauchgas. Durch Reaktion von H_2O und SO_3 bildet sich schließlich die hochkorrosive Schwefelsäure (H_2SO_4). Dabei entsteht das SO_3 aus der weiteren Oxidation des Schwefeldioxids (SO_2), welches zuvor bei der Verbrennung des im Brennstoff enthaltenen Schwefels entsteht. Zusammen mit dem Wasserdampf bildet sich aus dem nicht zu SO_3 weiteroxidierten SO_2 weniger korrosive schweflige Säure (H_2SO_3). Die Konversion von SO_2 zu SO_3 läuft trotz ausreichendem Sauerstoffangebot nicht vollständig ab. Obwohl das Gleichgewicht sich bei geringeren Temperaturen zugunsten von SO_3 verschiebt, nimmt die Reaktionsgeschwindigkeit mit sinkender Temperatur schnell ab. *Müller* schlägt in [130] die Verwendung einer Gleichgewichtstemperatur von 1000 °C zur Schätzung einer realistischen Konversionsrate vor. Unter den in dieser Arbeit simulierten Verbrennungsverhältnissen der Trockenbraunkohle ergibt sich somit, dass 2,6 % des entstehenden SO_2 weiter zu SO_3 reagieren. Daraus lässt sich der SO_3 -Partialdruck und somit die Schwefelsäuretaupunkttemperatur bestimmen. Bei der gleichen Gleichgewichtstemperatur unterscheidet sich die Konversionsrate bei den simulierten Verbrennungsverhältnissen der Rohbraunkohle im Prozess nach dem Stand der Technik aus Abschnitt 4.1.2 und mit den gesteigerten Dampfparametern nach Abschnitt 4.2.3 um weniger als 1 ‰. Anstatt der oft eingesetzten Verhoff-Banchero-Gleichung [153], wie sie auch in VDI 4670 vorgeschlagen wird, wird die von *ZareNezhad* in [156] veröffentlichte Gleichung (A.1) verwendet. Diese soll nach [156] die Schwäche einer überschätzten Schwefelsäuretaupunkttemperatur der Verhoff-Banchero-Gleichung bei Wasserdampfanteilen > 15 Vol.-% – so wie es im rohbraunkohlebefeuerten Simulationsmodell der Fall ist – ausgleichen. Die Gleichung lautet:

$$t_{\text{SST}} = 150,0 + 11,664 \ln(p_{\text{SO}_3}) + 8,1328 \ln(p_{\text{H}_2\text{O,g}}) - 0,383226 \ln(p_{\text{SO}_3}) \ln(p_{\text{H}_2\text{O,g}}). \quad (\text{A.1})$$

Dabei sind die Partialdrücke in mmHg⁵⁶ einzusetzen. Als Ergebnis wird die Schwefelsäuretaupunkttemperatur t_{SST} in °C erhalten. Für den trockenbraunkohlebefeuchten Prozess, wie er in Abschnitt 4.2.1 betrachtet wird, ergibt sich eine Schwefelsäuretaupunkttemperatur von 140,3 °C, die gegenüber dem rohbraunkohlebefeuchten Prozess aus Abschnitt 4.1.2 bzw. 4.2.3 um 6,7 K geringer ausfällt.

⁵⁶ 1 mmHg = 1,33224 mbar.