

Volker Roeder

**Flexibilität von kohlebefeuernten
Dampfkraftwerken mit
Post-Combustion CO₂-Abtrennung**



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Flexibilität von kohlebefeuerten Dampfkraftwerken mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung





Flexibilität von kohlebefeuernten Dampfkraftwerken mit Post- Combustion CO₂-Abtrennung

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Volker Roeder

aus

Wilhelmshaven

2016



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2016

Zugl.: (TU) Hamburg-Harburg, Univ., Diss., 2016

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

Datum der mündlichen Prüfung: 28. September 2016

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2016

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

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

1. Auflage, 2016

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9382-2

eISBN 978-3-7369-8382-3



Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg.

Mein außerordentlicher Dank gilt zunächst Herrn Prof. A. Kather, der sowohl für fachliche Ratschläge und Diskussionen zur Verfügung stand als auch im Promotionsprozess jederzeit hilfsbereit war. Zusätzlich bedanke ich mich für das Vertrauen bei allen Tätigkeiten am Institut. Herrn Prof. G. Schmitz danke ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. M. Schlüter für seine Tätigkeit als Vorsitzender des Prüfungsausschusses.

Bei meinen Kollegen am Institut möchte ich mich für eine sehr tolle und aufregende Zeit bedanken. Aus vielen Kontakten wurden Freundschaften, bei denen ich mir erhoffe, dass diese lange halten. Besonderer Dank gilt dabei auch meinem Bürokollegen, Christoph Hasenbein, der für Diskussionen aller Art zur Verfügung stand. Des Weiteren noch Ulrich Liebenthal, Sebastian Linnenberg und Jochen Oexmann für die Vermittlung von Wissen rund um das Thema. Zuletzt noch Claas Günther und Tobias Distler für die gemeinsame Zeit in einigen Projekten.

Meinen Freunden möchte ich für die gemeinsame Zeit danken, in der eine ausreichende Ablenkung von der Arbeit jederzeit garantiert war und gut tat.

Abschließend möchte ich meiner Familie von ganzem Herzen für das Vertrauen und die Unterstützung danken. Meiner Frau Gesche danke ich für die gemeinsame unvergessliche Zeit. Es ist wunderbar mit einem Menschen wie ihr zusammen zu sein und unseren Sohn Jasper in die Arme zu schließen.

Wilhelmsburg, im Dezember 2016

Volker Roeder





INHALTSVERZEICHNIS

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VIII
Nomenklatur	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	2
1.2 Ziel und Abgrenzung der Arbeit.....	2
1.3 Stand von Wissenschaft und Forschung.....	3
1.4 Vorgehensweise	4
2 Grundlagen	7
2.1 Dampfkraftwerk.....	7
2.2 Post-Combustion CO ₂ -Abtrennung.....	8
2.2.1 Beschreibung des Prozesses der PCC	8
2.2.2 Lösungsmittel	10
2.2.3 Modifikationen	12
2.2.4 Betrieb der CO ₂ -Rauchgaswäsche.....	12
2.2.5 Integration.....	15
2.2.6 Flexibilität.....	18
2.2.7 Bereitstellung von zusätzlicher elektrischer Leistung.....	18
2.3 CO ₂ -Verdichtung	19
3 Modellbildung	21
3.1 Kraftwerksmodell.....	21
3.1.1 Wasserdampfkreislauf.....	23
3.1.2 Feuerung und rauchgasseitige Komponenten.....	25
3.1.3 Elektrische Maschinen	28
3.1.4 Druckverluste	29
3.1.5 Validierung.....	29
3.2 Post-Combustion CO ₂ -Abtrennung.....	30
3.2.1 Kolonnenmodell.....	32



3.2.2	RLHX	37
3.2.3	Reboiler	38
3.2.4	Pumpen.....	38
3.2.5	Gebälse.....	38
3.2.6	Kühlung	39
3.2.7	Lean Vapour Recompression	39
3.2.8	Validierung.....	40
3.3	CO ₂ -Verdichtermodell	40
3.3.1	Einzelverdichterstrang	40
3.3.2	Gesamtverdichter.....	43
4	Analyse des konventionellen steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks ...	45
4.1	Analyse des Teillastverhaltens	45
4.2	Auswirkungen des Teillastbetriebs auf die PCC.....	48
4.3	Einfluss der Kohlesorte	50
5	Analyse der Post-Combustion CO₂-Abtrennung.....	53
5.1	Auslegung der PCC für den Referenzfall.....	53
5.2	Einfluss wesentlicher Randbedingungen.....	56
5.2.1	Grädigkeit im RLHX	56
5.2.2	Grädigkeit im Reboiler	57
5.2.3	Druckverlust zwischen Entnahmestelle und Reboiler.....	58
5.2.4	Verbrennungsluftverhältnis	58
5.2.5	Kohlesorte	59
5.3	Gesamtprozessanalyse Volllast	61
5.4	Ergebnisse des Kraftwerks mit PCC bei Teillast	65
6	Weitere Untersuchungen zum Kraftwerk mit PCC.....	75
6.1	Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks auf den Betrieb bei Teillast	75
6.1.1	Niedriger Auslegungsüberströmdruck.....	75
6.1.2	Höherer Auslegungsüberströmdruck	77
6.1.3	Variation des Auslegungsüberströmdrucks	80
6.2	Retrofit der MD-Turbine.....	84
6.3	Neubaukraftwerk.....	87
6.4	Druckabsenkung des Desorbers	89
6.4.1	Auslegung für geringere Desorberdrücke bei Volllast.....	89



6.4.2	Verhalten der PCC bei veränderten Desorberdrücken	91
6.4.3	Verhalten des Verdichters	92
6.4.4	Verhalten des Gesamtprozesses	93
6.5	Lean Vapour Recompression	97
6.5.1	Auswahl des Flash-Drucks	98
6.5.2	Verhalten der PCC mit LVR	100
6.5.3	Verhalten des Gesamtprozesses	101
6.6	Neue Lösungsmittel	102
7	Zusätzliche elektrische Leistung durch Reduktion der CO₂- Abtrennungsrate	107
7.1	Verhalten der PCC bei reduzierter CO ₂ -Abtrennungsrate	107
7.2	Zusätzlich bereitgestellte Leistung	110
8	Zusammenfassung	113
	Literaturverzeichnis	117
	Anhang	123

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1: Lastgang eines steinkohlebefeuerten Kraftwerks	5
Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer CO ₂ -Rauchgaswäsche	9
Abbildung 2.2: Betriebsverhalten einer PCC in Abhängigkeit vom L/G	13
Abbildung 2.3: Regenerationswärmebedarf in Abhängigkeit vom L/G	14
Abbildung 2.4: Darstellung der Integration der Wärmebereitstellung	16
Abbildung 2.5: Abhängigkeit des notwendigen Entnahmedampfdrucks	18
Abbildung 3.1: Prozessschema des RKW NRW	22
Abbildung 3.2: Schema des Zweifilmmodells (nach [35])	33
Abbildung 3.3: Vereinfachtes Schema des Verdichterstranges	40
Abbildung 3.4: Gesamtkennfeld des sechsstufigen Getriebeverdichters	42
Abbildung 3.5: Relative spezifische Energiebedarfe des Getriebeverdichters	43
Abbildung 3.6: Darstellung des Arbeitsbereiches des Getriebeverdichters	44
Abbildung 4.1: Netto- und Bruttowirkungsgrad sowie elektrischer Eigenbedarf... ..	46
Abbildung 4.2: Aufteilung des elektrischen Eigenbedarfs	48
Abbildung 4.3: CO ₂ -Anteil im Rauchgas und Rauchgasmassenstrom	49
Abbildung 5.1: Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf für die Auslegung der PCC	54
Abbildung 5.2: Nettowirkungsgradverlust für die Auslegung der PCC	55
Abbildung 5.3: Wärmebedarf und Nettowirkungsgradverlust für eine Grädigkeit im RLHX von 5 K	57
Abbildung 5.4: Wärmebedarf und Nettowirkungsgradverlust für ein Luftverhältnis von 1,2	59
Abbildung 5.5: Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer für den Vollastfall	62
Abbildung 5.6: Nettowirkungsgradverlust für den Vollastfall	63

Abbildung 5.7: Entnommener Dampfmassenstrom zum Reboiler sowie Druck vor der Druckhalteklappe, hinter der Drossel, vor dem Reboiler und hinter der DHK.	65
Abbildung 5.8: Spezifischer Wärmebedarf für verschiedene Lasten.....	66
Abbildung 5.9: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten.....	67
Abbildung 5.10: Wärme- und Kühlbedarf sowie elektrischer Eigenbedarf der PCC und des CO ₂ -Verdichters	69
Abbildung 5.11: Netto- und Bruttowirkungsgrad sowie elektrischer Eigenbedarf für das Kraftwerk mit PCC.....	70
Abbildung 5.12: Entspannungsverlauf im h,s-Diagramm für verschiedene Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar.....	71
Abbildung 5.13: Aufteilung der Nettowirkungsgradverluste.....	72
Abbildung 5.14: Nettowirkungsgradverlust für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar.....	73
Abbildung 6.1: Entspannungsverlauf im h,s-Diagramm für 100 %, 70 % und 40 % Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 3 bar.....	76
Abbildung 6.2: Nettowirkungsgradverlust für einen Auslegungsüberströmdruck von 3 bar	77
Abbildung 6.3: Entspannungsverlauf im h,s-Diagramm für 100 %, 70 % und 40 % Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 9 bar.....	78
Abbildung 6.4: Nettowirkungsgradverlust für einen Auslegungsüberströmdruck von 9 bar	79
Abbildung 6.5: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten.....	80
Abbildung 6.6: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck.....	82
Abbildung 6.7: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten.....	83
Abbildung 6.8: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck für den Dampf-Luvo auf höheren Druckniveau	84
Abbildung 6.9: Nettowirkungsgradverlust für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar und bei Durchführung eines Retrofits der MD-Turbine.....	85
Abbildung 6.10: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten für den Fall des MD-Turbinenretrofits.....	86

Abbildung 6.11: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck für den Retrofit der MD-Turbine	87
Abbildung 6.12: Nettowirkungsgradverlust für das Neubaukraftwerk.....	89
Abbildung 6.13: Nettowirkungsgradverlust für unterschiedliche Desorberdrücke im Auslegungsfall	90
Abbildung 6.14: Spezifischer Wärmebedarf und Reboilertemperatur in Abhängigkeit vom Desorberdruck.....	92
Abbildung 6.15: Spezifischer Energiebedarf der CO ₂ -Verdichtung in Abhängigkeit von der Beaufschlagung des CO ₂ -Verdichters.....	93
Abbildung 6.16: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke	95
Abbildung 6.17: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke für einen Auslegungsüberströmdruck von 3 bar.....	96
Abbildung 6.18: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke für einen Auslegungsüberströmdruck von 9 bar.....	97
Abbildung 6.19: Schematische Darstellung des Bereiches um den Desorber bei Verwendung einer LVR	98
Abbildung 6.20: Spezifischer Wärmebedarf und elektrischer Bedarf der Pumpen in der PCC und des LVR-Verdichters	99
Abbildung 6.21: Nettowirkungsgradverlust für die LVR in Abhängigkeit von dem Druck im Flash-Verdampfer	100
Abbildung 6.22: Wärme- und Kühlbedarf und elektrischer Bedarf für einen Druck im Flash-Verdampfer von 1,1 bar.....	101
Abbildung 6.23: Nettowirkungsgradverlust für die LVR für einen Druck im Flash-Verdampfer von 1,1 bar	102
Abbildung 6.24: Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf der PCC und des CO ₂ -Verdichters für PZ.....	103
Abbildung 6.25: Nettowirkungsgradverlust für den Einsatz von PZ	104
Abbildung 7.1: Wärmebedarf in Abhängigkeit von der CO ₂ -Abtrennungsrate bei konstantem Lösungsumlauf	110
Abbildung 7.2: Zusätzlich erzeugte Leistung in Abhängigkeit von der CO ₂ -Abtrennungsrate bei konstantem Lösungsumlauf	111



Abbildung A.1: Kennfeld für eine leitschaufelgeregelte Verdichterstufe	124
Abbildung A.2: Brutto- und Nettoleistung für das Kraftwerk mit PCC	126
Abbildung A.3: Aufteilung des elektrischen Eigenbedarfs	127



TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 3.1: Zusammenfassung der Prozessparameter und der Randbedingungen für die CO ₂ -Rauchgaswäsche.....	31
Tabelle 3.2: Polytroper Wirkungsgrad, Druckverlust der Zwischenkühler und Nenndruckverhältnis der einzelnen Stufen des CO ₂ -Verdichters	41
Tabelle 4.1: Durchschnittliche Nettowirkungsgrade des konventionellen steinkohlebefeuderten Dampfkraftwerks für die drei Szenarien	47
Tabelle 4.2: Brutto- und Nettoleistung des DKWs.....	47
Tabelle 4.3: Ergebnisse für unterschiedliche Kohlesorten.....	51
Tabelle 5.1: Einfluss der Kohlesorten auf die CO ₂ -Rauchgaswäsche bei Auslegung der PCC.....	60
Tabelle 5.2: Einfluss der Kohlesorten auf die Schnittstellengrößen der CO ₂ -Rauchgaswäsche und den Gesamtprozess.....	61
Tabelle 5.3: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC im Referenzfall für einen MD-/ND-Auslegungsüberströmdruck von 5,5.....	73
Tabelle 6.1: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 3 bar	77
Tabelle 6.2: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 9 bar	80
Tabelle 6.3: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust der PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 9 bar für die drei Szenarien.....	85
Tabelle 6.4: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust für ein Neubaukraftwerk mit PCC gegenüber dem RKW für die drei Szenarien.....	88
Tabelle 6.5: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste für PZ für unterschiedliche Reboilertemperaturen für die unterschiedlichen Szenarien und einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar	105
Tabelle A.1: Merkmale unterschiedlicher Gebläsepositionen (nach [35])	123
Tabelle A.2: Eigenschaften verschiedener Kohlesorten	125

NOMENKLATUR

Abkürzungen

CCS	<i>Carbon Capture and Storage</i>
DHK	Druckhalteklappe
DKW	Dampfkraftwerk
FD	Frischdampf
HD	Hochdruck
Luvo	Luftvorwärmer
LM	Lösungsmittel
MD	Mitteldruck
MEA	Monoethanolamin
ND	Niederdruck
OVO	<i>Open Valve Operation</i>
PCC	<i>Post-Combustion Capture</i>
PZ	Piperazin
RBM	<i>Rate-Based-Model</i>
REA	Rauchgasentschwefelung
RKW	Referenzkraftwerk
RLHX	<i>Rich-Lean Heat Exchanger</i>
ZÜ	Zwischenüberhitzung

Chemische Symbole

CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H ₂ O	Wasser
N ₂	Stickstoff
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
SO _x	Schwefeloxide

Lateinische Symbole

A	Fläche	m ²
c	Konzentration	mol/l



Nomenklatur

Lateinische Symbole

d	Durchmesser	m
D	Diffusionskoeffizient	m^2/s
f	Fugazität	Pa
Fr	Froude-Zahl	-
k	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
K_g	Stoffdurchgangskoeffizienten	$\text{mol}/(\text{s Pa m}^2)$
m	Masse	kg
n	Stoffmenge	mol
P	Leistung	MW
p	Druck	bar
Q	Wärme	MJ
q	Spezifische Wärme	$\text{MJ}/\text{kg CO}_2$
Re	Reynolds-Zahl	-
Sc	Schmidt-Zahl	-
T	Temperatur	K
U	Effektive Geschwindigkeit	m/s
We	Weber-Zahl	-
x_i, y_i	Stoffmengenanteile	-

Griechische Symbole

α	CO ₂ -Beladung	$\text{mol CO}_2 / \text{mol LM}$
β	Stoffübergangskoeffizienten	m/s
γ	Aktivitätskoeffizient	-
δ	Grenzschichtdicke	-
μ	Dynamische Viskosität	$\text{kg}/\text{m s}$
ε	CO ₂ -Abtrennungsrate	-
η	Wirkungsgrad	-
φ	Fugazitätskoeffizient	-

Indizes

el	elektrisch
----	------------



Indizes

eff	effektiv
brutto	brutto
ent	Entnahme
g	Gasphase
h	hydraulisch
l	Flüssigphase
lean	arme (Lösung)
ln	logarithmisch
netto	netto
reb	Reboiler
rich	reiche (Lösung)
th	thermisch





1 EINLEITUNG

Es ist allgemeiner Konsens, dass die globale Erwärmung seit Mitte des 19. Jahrhunderts durch Treibhausgase anthropogenen Ursprungs hervorgerufen und beschleunigt wird. Die Anreicherung der Erdatmosphäre mit anthropogenem Kohlendioxid (CO₂) trägt zu diesem Effekt bei. Dabei spielt die Nutzung von fossilen Energieträgern eine entscheidende Rolle [1]. Um die globale Erwärmung auf weniger als zwei Grad gegenüber dem Niveau vor Beginn der Industrialisierung zu begrenzen, wird eine Reduktion von mindestens 50 %, in Industrieländern von 80 – 95 %, der weltweiten Treibhausgasemissionen empfohlen [2].

Zur Reduktion der anthropogenen CO₂-Emissionen aus dem Energiesektor sind drei wesentliche Methoden möglich:

- Steigerung des Wirkungsgrades und eine effizientere Erzeugung von Strom und Wärme;
- Substitution CO₂-reicher durch CO₂-ärmere Primärenergieträger, wie z. B. regenerative Energieträger oder CO₂-ärmere fossile Brennstoffe;
- Abtrennung und Speicherung von CO₂ aus den Rauchgasen fossilbefuerter Kraftwerke (*Carbon Capture and Storage – CCS*).

Die Nutzung von Kohle als fossilen Brennstoff ist sowohl international als auch in Deutschland ein wesentlicher Bestandteil bei der Stromerzeugung. Dadurch ist ein Großteil der CO₂-Emissionen auf die Kohle zurückzuführen. So wurden 2011 in Deutschland 45,1 % der Strommenge durch die Verstromung von Kohle bereitgestellt, die 44,3 % der energiebedingten CO₂-Emissionen ausmachen [3]. Global wurden im gleichen Zeitraum 41,2 % des Stroms aus Kohle erzeugt [4]. Strom aus regenerativer Erzeugung kann auch in Zukunft nur einen Teil decken. Fossile Energieträger werden auch weiterhin einen Großteil der Energieversorgung übernehmen [5].

Aufgrund des steigenden Anteils fluktuierender regenerativer Stromerzeugung müssen bestehende und zukünftige fossilbefeuerte Kraftwerke vermehrt in transientem Bereich und Teillast betrieben werden, um die Residuallast zu decken [6].

Da das Einsparpotential durch eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades beschränkt und die komplette Substitution der Kohle bei der Stromerzeugung problematisch ist, bleibt als Variante zur signifikanten Reduktion der CO₂-Emissionen



aus kohlebefeuelten Kraftwerken nur die Abtrennung und Speicherung von CO₂. Im Bereich der CO₂-Abtrennung bestehen im Wesentlichen drei Technologiepfade, die parallel in Betracht gezogen werden. Neben dem Oxyfuel-Prozess und der Pre-Combustion CO₂-Abtrennung ist der Einsatz der Post-Combustion CO₂-Abtrennung möglich.

1.1 Motivation

Unter den CO₂-Abtrennungsverfahren ist die Post-Combustion CO₂-Abtrennung das am weitesten entwickelte Verfahren. Dabei wird besonders der Prozess mit nass-chemischer Absorption als Option für eine kurz- bis mittelfristige Variante zur CO₂-Abtrennung betrachtet. Dieser bietet zudem die Möglichkeit der Nachrüstung bestehender Kraftwerke und ist Gegenstand der aktuellen Forschung [7].

In Deutschland ist der Anteil fluktuierender regenerativer Stromerzeugung durch Wind und Sonne auf einem hohen Niveau. In Zukunft ist mit einem weiteren Anstieg und den damit einhergehenden Fluktuationen zu rechnen. Der Leistungsbedarf im Netz muss zu jedem Zeitpunkt gedeckt werden. Die Residuallast wird durch konventionelle Kraftwerke bereitgestellt. Diese müssen somit mehr bei Teillast betrieben und häufiger an- und abgefahren werden [6].

Die geforderte Flexibilität der Stromerzeugung für konventionelle Kraftwerke muss somit auch für die Stromerzeugung aus kohlebefeuelten Kraftwerken mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung erfüllt werden. In diesem Marktumfeld müssen solche Kraftwerke daher möglichst effizient im gesamten Lastbereich betrieben werden. Zudem kann es sinnvoll sein, kurzfristig zusätzliche Leistung durch Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate, dem Verhältnis von abgetrenntem CO₂ zum CO₂ im Rauchgas des Kraftwerks, zu generieren. Der Betrieb bei Teillast und die Flexibilität bei der Stromerzeugung müssen dabei berücksichtigt werden.

1.2 Ziel und Abgrenzung der Arbeit

Neben der Entwicklung von Lösungsmitteln und der Optimierung des Prozesses der CO₂-Rauchgaswäsche ist die Integration der Post-Combustion CO₂-Abtrennung in den Kraftwerksprozess ein wichtiger Punkt. Die dabei in der Literatur angestellten Betrachtungen zielen allerdings überwiegend auf den Betrieb im Nennpunkt bzw. bei Volllast ab.

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Verhaltens der Post-Combustion CO₂-Abtrennung für steinkohlebefeuerte Dampfkraftwerke, die Auswirkungen unterschiedlicher Randbedingungen, die Erzeugung zusätzlicher Leistung durch zeitlich befristetes Reduzieren der CO₂-Abtrennungsrate und die Bewertung des Prozesses über den gesamten Lastbereich.

Um kohlebefeuerte Kraftwerke mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung in ihrem Einsatz bewerten zu können, wird eine Untersuchung über den gesamten Lastbereich benötigt. Auf diese Weise können Betriebslücken aufgedeckt werden und entsprechende Maßnahmen für deren Beherrschung getroffen werden. Dies gilt sowohl für den Gesamtprozess als auch für die drei Teilprozesse Kraftwerk, CO₂-Rauchgaswäsche und CO₂-Verdichtung.

Weitere Aussagen beschreiben den Einfluss wesentlicher Randbedingungen auf das Verhalten des Prozesses bei Teillast. Des Weiteren werden die Grenzen des Prozesses näher betrachtet und untersucht.

1.3 Stand von Wissenschaft und Forschung

Im Bereich der Post-Combustion CO₂-Abtrennung ist die Entwicklung und Optimierung der CO₂-Rauchgaswäsche das wesentliche Forschungsziel [8]. Dabei beschäftigen sich z. B. die Forschergruppen von G. ROCHELLE (University of Texas, Department of Chemical Engineering) und H. SVENDSON (Norwegian University of Science and Technology, Institute for Chemical Process Technology) mit der Verbesserung von Lösungsmitteln und der Optimierung des Wäscheprozesses mit Hilfe von Modifikationen.

Die Auswirkungen auf den Gesamtprozess, bestehend aus Kraftwerk, CO₂-Rauchgaswäsche und CO₂-Verdichter, wird ebenfalls untersucht. Allerdings liegt der Schwerpunkt bei diesen Untersuchungen jeweils auf einem der drei Teilprozesse ohne hohen Detailierungsgrad bei den beiden anderen Teilprozessen.

OEXMANN bildet in [9] den Kraftwerksprozess detailliert ab und untersucht den Einfluss verschiedener Randbedingungen und Lösungsmittel. LIEBENTHAL entwickelt auf der Basis eines detaillierten Kraftwerksmodells in [10] Korrelationen zur Untersuchung des Einflusses der CO₂-Rauchgaswäsche auf den Gesamtprozess.

Im Bereich der Untersuchung der Flexibilität gibt es eine Vielzahl an dynamischen Untersuchungen im Bereich der CO₂-Rauchgaswäsche. BUI gibt in [11] einen Überblick über die dynamische Modellierung der Post-Combustion CO₂-Abtrennung.

ZIAH zeigt in [12] die Ergebnisse einer dynamischen Modellierung und geht dabei auch sehr knapp auf die stationäre Teillast ein. LUQUIAUD bildet in [13] den Gesamtprozess ab und untersucht ansatzweise die Teillast und die transiente Fahrweise. LINNENBERG stellte in [14] die Untersuchung der Teillastfahrweise an ausgewählten Punkten für ein Kraftwerk dar.

1.4 Vorgehensweise

Um belastbare Aussagen über das Verhalten der Post-Combustion CO₂-Abtrennung zu machen, ist eine Abbildung aller drei Teilprozesse mit einem hohen Detaillierungsgrad unter realitätsnahen Randbedingungen notwendig.

Bei der Modellierung des Gesamtprozesses ist es notwendig, diesen durchgängig über den Lastbereich abzubilden. Dabei werden die wesentlichen Randbedingungen variiert. Eine dieser wesentlichen Randbedingungen ist der Auslegungsüberströmdruck zwischen Mitteldruck- (MD-) und Niederdruckturbine (ND-Turbine), bei dessen Variation der gesamte Wasserdampfkreislauf angepasst werden muss.

Für die Definition der Last wird die jeweilige Feuerungswärmeleistung auf die Feuerungswärmeleistung im Nennpunkt bezogen. Dies hat den Vorteil, dass trotz der sich unterscheidenden Brutto- und Nettoleistungen ein Vergleich zwischen dem Kraftwerk mit und ohne Post-Combustion CO₂-Abtrennung möglich ist.

Als wesentliche Kennzahl zur Untersuchung der Prozesse wird der Nettowirkungsgrad nach VDI 3986 herangezogen. Zur Bewertung der Post-Combustion CO₂-Abtrennung wird im Wesentlichen der Nettowirkungsgradverlust verwendet. Dieser beschreibt die Differenz des Nettowirkungsgrades ohne und mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung.

Zum einfachen Vergleich des Prozesses über den gefahrenen Lastbereich wird ein durchschnittlicher Wirkungsgrad verwendet. Dieser wird mit Hilfe der in Abbildung 1.1 dargestellten Lastkurve berechnet, die den aktuellen typischen Lastgang eines steinkohlebefeuerten Kraftwerks beschreibt [15]. Zur Vereinfachung wird der Lastgang in die dargestellten diskreten Bereiche unterteilt. Ein weiterer Lastgang beschreibt den zukünftigen Einsatz. Die Annahmen für das Szenario Zukunft bezogen auf das Szenario Ist sind:

- ein Drittel der Stunden bei Volllast;
- doppelt so viele Stunden im Mittellastbereich;

- dreimal so viele Stunden bei Niedriglast.

Mit diesen Annahmen ergibt sich für das Szenario Zukunft eine Volllaststundenzahl von 4530 h. Des Weiteren wird ein mittlerer Wirkungsgrad ermittelt, der den durchschnittlichen Wirkungsgrad über der Last als arithmetisches Mittel beschreibt.

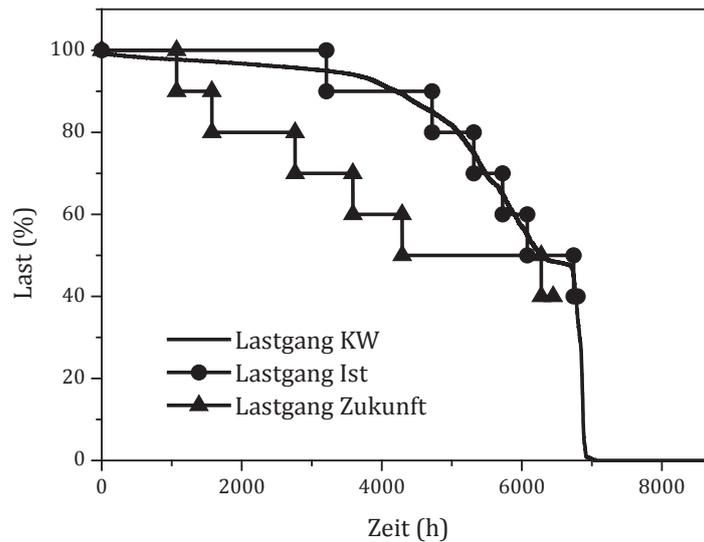


Abbildung 1.1: Lastgang eines steinkohlebefeuerten Kraftwerks

Die Grundlagen der Teilprozesse werden in Kapitel 2 dargestellt. Darauf aufbauend wird in Kapitel 3 die Modellierung der Teilprozesse und die Bedeutung für die Teillast erläutert. Für ein vollständiges Verständnis des Prozesses wird das konventionelle Kraftwerk als Basisprozess der Post-Combustion CO₂-Abtrennung in Kapitel 4 bezüglich seines Verhaltens bei Voll- und Teillast untersucht. Danach wird in Kapitel 5 die Post-Combustion CO₂-Abtrennung im Betrieb bei Volllast betrachtet. Dabei wird auch auf die Auslegung der einzelnen Komponenten eingegangen. Der Betrieb der Post-Combustion CO₂-Abtrennung bei Teillast wird in Kapitel 5.4 ausführlich untersucht. Weitere Untersuchungen dazu werden in Kapitel 6 durchgeführt. Der Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks in der Leitung zwischen MD- und ND-Turbine ist dabei von besonderer Bedeutung für den Gesamtprozess. Seine Auswirkung auf den gesamten Lastbereich wird in Kapitel 6.1 analysiert. Dazu werden zuerst Kraftwerke mit einem niedrigeren und einem höheren Auslegungsüberströmdruck betrachtet und anschließend das Verhalten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck untersucht. Weitere Untersuchungen werden zum Retrofit der MD-Turbine (Kapitel 6.2) und für ein Neubaukraftwerk, das von vornherein für die Post-Combustion CO₂-Abtrennung ausgelegt wird, durchgeführt (Kapitel 6.3).



Die Druckabsenkung im Desorber verspricht die Möglichkeit, den Betrieb der Post-Combustion CO₂-Abtrennung bei Teillast zu optimieren. Diese Maßnahme wird in Kapitel 6.4 für den Referenzauslegungsüberströmdruck sowie einen niedrigeren und einen höheren Auslegungsüberströmdruck untersucht. Die Lean Vapour Recompression wird als vielversprechende Prozessmodifikation untersucht und das Verhalten bei Teillast in Kapitel 6.5 erläutert. Als Variante für das Lösungsmittel wird das Verhalten der Post-Combustion CO₂-Abtrennung für Piperazine evaluiert.

Die Bereitstellung zusätzlicher Leistung durch Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate wird in Kapitel 7 untersucht. In Kapitel 8 folgt abschließend neben der Zusammenfassung der wesentlichen Erkenntnisse ein Ausblick auf weiterführende Untersuchungen.

2 GRUNDLAGEN

Der Gesamtprozess besteht im Wesentlichen aus den drei Teilprozessen Dampfkraftwerk (DKW), Post-Combustion CO₂-Abtrennung (*Post-Combustion Capture* – PCC) und CO₂-Verdichtung. Um eine Untersuchung und Bewertung zu ermöglichen, ist ein grundlegendes Verständnis dieser Teilprozesse notwendig.

2.1 Dampfkraftwerk

Beim steinkohlebefeueten Dampfkraftprozess handelt es sich um eine Verstromungstechnologie fossiler Brennstoffe. Eine ausführliche Beschreibung der Kraftwerkstechnik und der thermodynamischen Zusammenhänge ist in der Literatur zu finden [16, 17, 18]. Das betrachtete Kraftwerk ist an die aktuellen Kraftwerksneubauten in Deutschland angelehnt. Dazu wurde das Kraftwerk aus der Studie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen (RKW NRW) verwendet [19]. Es handelt sich dabei um ein steinkohlebefeuetes Dampfkraftwerk mit Staubfeuerung und hohen Dampfparametern. Als Rauchgasreinigung sind eine DeNO_x-Anlage, ein E-Filter und eine Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) vorgesehen. Die Dampfparameter dieser Kraftwerke liegen für den Frischdampf bei 600 °C und ca. 280 bar und für den Zwischendampf bei 620 °C und ca. 60 bar. Durch die hohen Dampfparameter und die hohen Komponentenwirkungsgrade können Wirkungsgrade von 45 % bis 46,5 % realisiert werden [20, 19].

Konventionelle Dampfkraftwerke sind in der Lage, Erzeugungsfuktuationen im Netz, die durch die regenerative Stromerzeugung aus Wind und Sonne verursacht werden, durch Leistungsanpassung auszugleichen. Dabei senken die konventionellen Kraftwerke ihre Last i. d. R. bis auf etwa 40 %, allerdings wird vermehrt versucht, die Last weiter zu senken [16].

Neben der Erzeugung der Residuallast, die auch von Kraftwerken mit PCC erbracht werden muss, können konventionelle Kraftwerke Regelleistung anbieten. Dieses beinhaltet eine kurzfristige Leistungsanpassung regelfähiger Kraftwerke, um Netzschwankungen im Sekunden- und Minutenbereich auszugleichen und Frequenzschwankungen zu vermeiden [16].

2.2 Post-Combustion CO₂-Abtrennung

Bei der PCC wird das CO₂ aus dem Rauchgas konventioneller fossilbefuerter Kraftwerke abgetrennt. Dabei gibt es unterschiedliche Verfahren wie die chemische Absorption, die physikalische Absorption, die Adsorption und alternative Ansätze wie z. B. die Membrane. Aufgrund des niedrigen CO₂-Partialdrucks von ca. 0,14 bar im Rauchgas kann davon ausgegangen werden, dass die chemische Absorption ein effizientes Verfahren darstellt. Kurz- und mittelfristig ist es das am weitesten entwickelte und am besten geeignete Verfahren. Deswegen wird in dieser Arbeit die PCC mittels nasschemischer Absorption mit dem Lösungsmittel Monoethanolamin (MEA) in einer nachgeschalteten CO₂-Rauchgaswäsche betrachtet [21].

Die chemische Absorption mit Aminen wurde bisher im Bereich der Erdgasaufbereitung eingesetzt [22]. Im Bereich der *enhanced oil recovery* (EOR) wurde das Verfahren bei gas- und ölbefeuerten Anlagen verwendet [23]. In Kanada wird im Kohlekraftwerk Boundary Dam eine CO₂-Rauchgaswäsche nachgerüstet, die CO₂ für EOR bereitstellt. Das „Boundary Dam integrated CCS Projekt“ wird als erste Anlage für Rauchgas aus einem Kohlekraftwerk in kommerzieller Größe ausgeführt [24]. In einer Vielzahl von Pilotanlagen wird das Verhalten von Lösungsmitteln mit realen Kraftwerksrauchgasen untersucht. In der Aminwäschetestanlage Heilbronn wurden im Rahmen des Projektes DYNCAP Versuche mit Teillastbedingungen für die CO₂-Rauchgaswäsche durchgeführt.

2.2.1 Beschreibung des Prozesses der PCC

Das Schema einer CO₂-Abtrennungsanlage ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Das Rauchgas wird aus dem Kraftwerk nach der REA zur CO₂-Rauchgaswäsche geleitet.

Das Rauchgas wird hinsichtlich Temperatur, SO_x-Gehalt und NO_x-Gehalt in einem Direktkontaktkühler konditioniert und dem Absorber im unteren Bereich zugeführt. Eine Kühlung kann den Energiebedarf senken, da die physikalische Löslichkeit steigt und die Absorption verbessert wird. Im Rauchgas befindlicher Wasserdampf wird während der Kühlung kondensiert und entfernt. Die anfallende Wärme wird über einen Kühlwasserkreislauf abgeführt.

Das CO₂ wird von dem im Gegenstrom fließenden Lösungsmittel durch Absorption aufgenommen. Der Absorber kann als Packungs- oder Füllkörperkolonne ausgeführt werden, um eine möglichst hohe Oberfläche als Kontaktfläche zu ermöglichen. Aufgrund der auftretenden exothermen Reaktionen besitzt der Absorber ein

ausgeprägtes Temperaturprofil. Die beladene (CO₂-reiche) Lösung wird am Sumpf des Absorbers gesammelt.

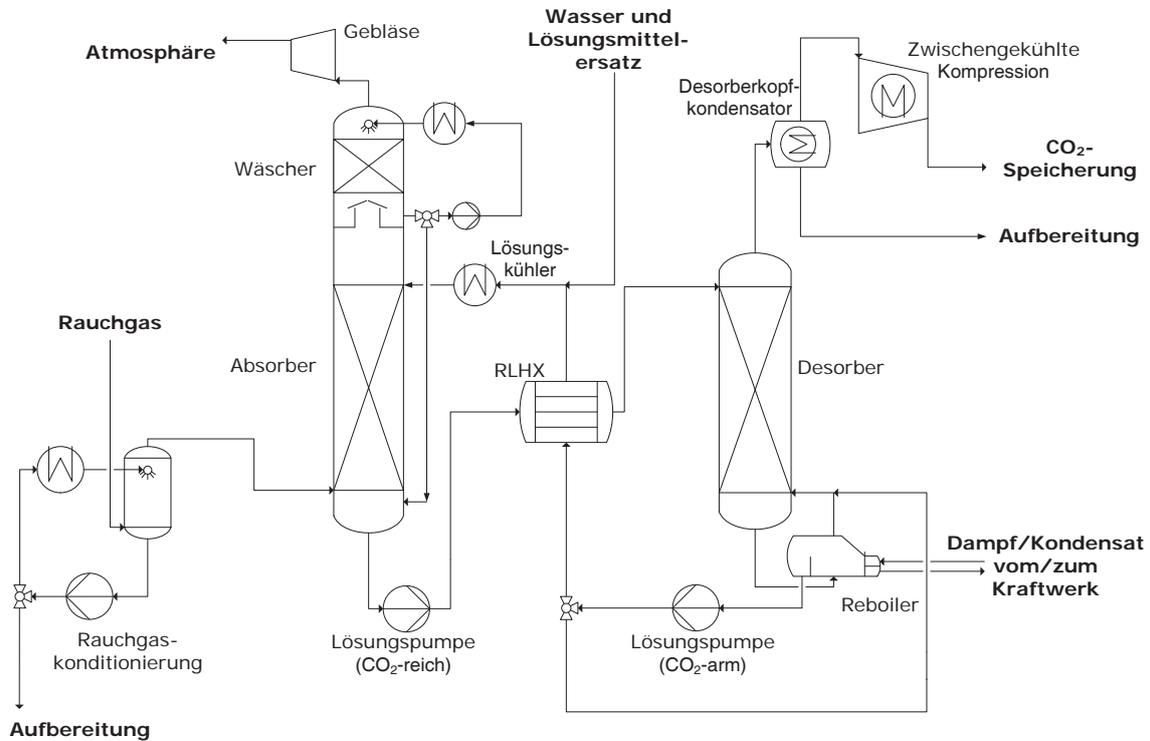


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer CO₂-Rauchgaswäsche

Am Kopf des Absorbers dient ein Wäscher dazu, Lösungsmittelverluste und Emissionen zu minimieren und eine neutrale Wasserbilanz zu erzielen. Dazu wird ein gekühlter Wasserstrom im Kreislauf eingesetzt und die Austrittstemperatur am Kopf des Absorbers so geregelt, dass kein Wasser ein- oder ausgespeichert wird.

Das stromabwärts des Absorbers angeordnete Gebläse überwindet die zusätzlichen Druckverluste und fördert das behandelte Rauchgas an die Umgebung. Dieses Gebläse kann auch vor dem Absorber oder der Rauchgaskonditionierung positioniert werden.

Die beladene Lösung wird mit einer Lösungspumpe zum Desorber gefördert und auf dem Weg dorthin in einem Wärmeübertrager (*Rich Lean Heat Exchanger* – RLHX) vorgewärmt. In diesem RLHX wird die CO₂-reiche Lösung mit der aus dem Desorber kommenden CO₂-armen Lösung vorgewärmt.

Im Desorber wird die am Kopf zugeführte Lösung regeneriert und das CO₂ desorbiert. Die dazu benötigte Wärme wird im Reboiler durch Dampf, der dem Dampfkraftprozess aus der Überströmleitung zwischen MD- und ND-Turbine entnommen

wird, bereitgestellt. Im Reboiler wird Strippdampf, hauptsächlich Wasserdampf und CO_2 , erzeugt. Dieser steigt im Desorber auf und stellt Wärme für die herabfließende Lösung bereit. Zum einen wird die Wärme für die Absorptionswärme der endothermen Reaktion benötigt und zum anderen zur Temperaturerhöhung der Lösung. Des Weiteren senkt der Strippdampf den CO_2 -Partialdruck in der gasförmigen Phase. Der CO_2 -reiche Gasstrom fällt am Kopf des Desorbers an. In einem Kopfkondensator wird der Großteil des mitgeführten Wassers kondensiert.

Die CO_2 -arme Lösung wird zum Kopf des Absorbers gepumpt. Im RLHX und in einem weiteren Lösungskühler wird die Lösung abgekühlt. Im Absorber wird die Lösung verteilt, wodurch der Prozesskreislauf geschlossen wird.

Das abgetrennte CO_2 wird vom Desorberkopfkondensator abgezogen, in einem mehrsträngigen Getriebeturboverdichter auf den Enddruck verdichtet und zur Speicherstätte transportiert.

Ein Reclaimer kann eingesetzt werden, um eventuell anfallende wärmestabile Salze oder andere Lösungsmittelprodukte zu zersetzen und somit den Lösungsmittelverlust zu minimieren. Wärmestabile Salze bilden sich besonders unter dem Einfluss von sauren gasförmigen Verunreinigungen im Rauchgas. Andere Feststoffe können mit einem Filter aus dem Kreislauf entfernt werden.

2.2.2 Lösungsmittel

Bei der Weiterentwicklung der PCC ist die Forschung im Bereich der Lösungsmittel ein essentieller Bereich. Es wird eine Vielzahl von Lösungsmitteln zur Anwendung in der CO_2 -Rauchgaswäsche diskutiert. Ein Überblick über die Lösungsmittel und deren jeweiligen Auswirkungen auf den Gesamtprozess ist in [9] nachzulesen.

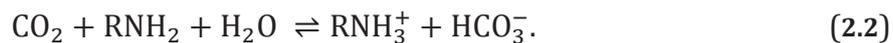
Die wesentlichen Anforderungen sind ein geringer Wärmebedarf bei einer geringen Temperatur, um den Leistungsverlust durch die Dampfenahme zu minimieren, eine hohe Reaktionsrate, um die Baugröße des Absorbers zu begrenzen, geringe Anfälligkeit zur Degradation und Korrosivität und keine toxische Wirkung der möglichen Produkte. Die Untersuchung eines generisch optimierten Lösungsmittels zeigt, dass die Weiterentwicklung ein großes Potential zur Effizienzsteigerung besitzt [25].

Am häufigsten werden Lösungsmittel aus der Gruppe der Amine verwendet. Mischungen daraus sollen Vor- und Nachteile einzelner Gruppen kombinieren.

Ein Lösungsmittel aus der Gruppe der primären Amine ist MEA. Dieses wird in einer Vielzahl von kommerziellen Verfahren bereits verwendet. Dabei wird es in wässriger Lösung mit 15 bis 40 Gew.-% eingesetzt. MEA wurde in vielen wissenschaftlichen Arbeiten als Lösungsmittel untersucht, in vielen Pilotanlagen zur CO₂-Rauchgaswäsche eingesetzt und dient häufig als Referenzlösungsmittel [8, 26, 22].

Amine sind organische Stoffe mit einer Aminogruppe als funktionaler Gruppe. Primäre Amine, darunter MEA, ersetzen eines der drei Wasserstoffatome des Ammoniaks durch eine organische Gruppe. Bei sekundären und tertiären Aminen sind es entsprechend zwei bzw. drei organische Gruppen.

Die Reaktionen, die bei der Absorption von CO₂ ablaufen, sind die Karbamat- und die Hydrogenkarbonatreaktionen:



Die Reaktionsgeschwindigkeit ist bei MEA relativ hoch, was zu einer hohen Absorptionsrate führt. Die Absorption findet üblicherweise bei Temperaturen von 35 bis 70 °C und die Regeneration im Desorber bei 100 bis 120 °C statt. Der Wärmebedarf zur Regeneration ist bei MEA mit 2,8 bis 4,0 MJ pro Kilogramm CO₂ vergleichsweise hoch. Oberhalb eines Anteils von 30 Gew.-% MEA sind die Lösungen sehr viskos und korrosiv.

Hinsichtlich der maximalen Temperatur der Lösung ist MEA ebenfalls begrenzt. Reines MEA zersetzt sich erst bei 205°C. In einer wässrigen Lösung von 30 Gew.-% kann es bei ca. 125 °C zu einer Inaktivierung durch Polymerisation kommen. Im Reboiler und im Sumpf des Desorbers sind die Temperaturen am höchsten. Um eine thermische Degradation und Inaktivierung zu vermeiden, sind daher in diesem Bereich Temperaturen über 120 bis 125 °C zu vermeiden. Bei der wässrigen Lösung entspricht das einem Desorberdruck von 2 bar [21].

Des Weiteren kann Degradation durch den Einfluss von Sauerstoff oder sauren Gasen verursacht werden. Bei der oxydativen Degradation können sich über Ammoniak und Karbonsäuren wärmestabile Salze bilden. Durch den Sauerstoff und unterschiedliche Degradationsprodukte kann es zu Korrosionsproblemen kommen. Der Zusatz von Inhibitoren kann diese Effekte mindern. Bei der Anwesenheit von sauren Gasen können sich mit dem basischen Lösungsmittel ebenfalls wärmestabile Salze bilden. Eine Erhöhung des SO_x-Abscheidegrades in der REA und des NO_x-

Abscheidegrades in der DeNO_x-Anlage kann den Anteil an sauren Gasen im Rauchgas reduzieren. Der Betrieb des Direktkontaktkühlers bei der Rauchgaskonditionierung im basischen Bereich durch Zugabe von Natronlauge kann den Kontakt von Lösungsmittel und sauren Gasen verhindern.

Zusammenfassend ist zu anmerken, dass MEA ein weitentwickeltes Lösungsmittel mit großtechnischer Erfahrung und guter Verfügbarkeit ist. Die Absorptionsrate ist hoch, wodurch die Baugröße des Absorbers klein bleibt. Nachteilig sind der hohe Regenerationswärmebedarf im Verhältnis zu anderen Lösungsmitteln und die hohe Degradationsanfälligkeit.

2.2.3 Modifikationen

Neben der Entwicklung von Lösungsmitteln sind Prozessmodifikationen innerhalb der CO₂-Rauchgaswäsche ein weiterer Forschungsschwerpunkt. Dabei wird eine Vielzahl von Modifikationen untersucht. Ein Überblick über die aktuelle Entwicklung ist in [27] nachzulesen.

Eine weitverbreitete Prozessmodifikation ist die *Lean Vapour Recompression (LVR)*, bei der ein Teil der Lösung des Desorbers in einem Flash-Verdampfer entspannt wird und die dabei entstehende Gasphase über eine anschließende Verdichtung wieder dem Desorber zugeführt wird. Dadurch sollen Stripddampf eingespart und der Regenerationswärmebedarf im Reboiler gesenkt werden.

Die Zwischenkühlung im Absorber wird ebenfalls sehr häufig eingesetzt. Dabei wird die Lösung aus dem Absorber entnommen, gekühlt und wieder zurückgeführt. Ziel dabei ist es, die reiche Beladung zu erhöhen.

Die Verbesserungen durch die Prozessmodifikationen sind sehr stark lösungsmittelabhängig. So kann die LVR bei manchen Lösungsmitteln einen Vorteil zeigen, bei anderen dagegen nicht [25].

2.2.4 Betrieb der CO₂-Rauchgaswäsche

Das Verhältnis von Lösungsumlauf zu Rauchgasmassenstrom, im Folgenden als L/G-Verhältnis bezeichnet, ist ein wesentlicher Prozessparameter für den Betrieb der CO₂-Rauchgaswäsche. Als Lösungsumlauf ist dabei der Massenstrom der Lösung, bestehend aus Lösungsmittel, Wasser und darin gebundenem CO₂ zu verstehen. Durch eine Anhebung oder Senkung des Lösungsumlaufs kann das L/G-Verhältnis der CO₂-Rauchgaswäsche beeinflusst werden.

In Abbildung 2.2 ist das Verhalten einer CO₂-Rauchgaswäsche in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der spezifische Regenerationswärmebedarf ein Minimum hat. Die Ursache für dieses Minimum ist zum einen der mit abnehmendem L/G-Verhältnis stark ansteigende Stripddampfbedarf zur Erzeugung der niedrigeren armen Beladung und zum anderen der mit zunehmendem L/G-Verhältnis ansteigende Wärmebedarf zur Erwärmung der Lösung (sensible Wärme). Für eine detailliertere Erklärung wird auf [9] verwiesen.

Der spezifische Kühlbedarf ist gegenüber dem spezifischen Wärmebedarf hauptsächlich um den Kühlbedarf zur Konditionierung des Rauchgases erhöht.

Der spezifische elektrische Eigenbedarf ist in diesem Fall linear abhängig von dem Lösungsumlauf. Der Druckverlust über den Absorber und damit die Gebläseleistung ist nahezu konstant, da der Durchmesser für jeden Lösungsumlauf neu ausgelegt wird.

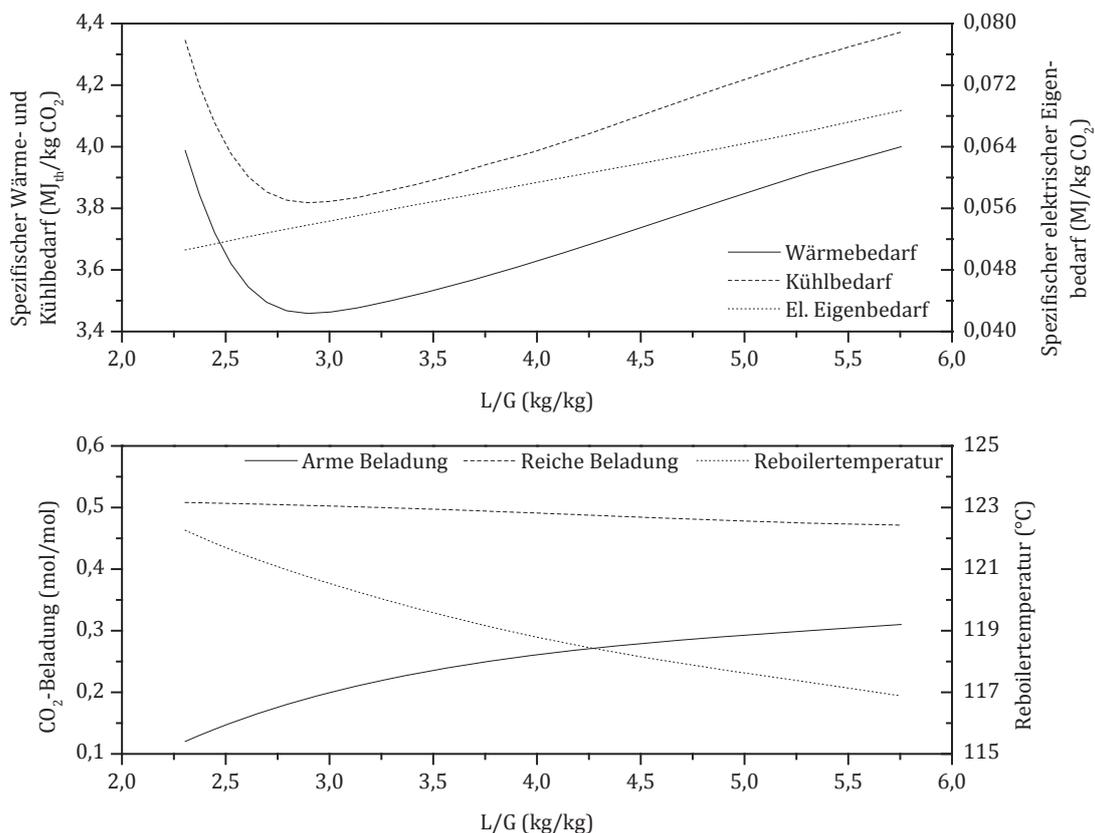


Abbildung 2.2: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf, spezifischer elektrischer Eigenbedarf, arme und reiche Beladung sowie Reboilertemperatur in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für eine CO₂-Abtrennungsrate von 90 % und einen konstanten Desorberdruck von 2 bar

Die reiche Beladung, die ein Ergebnis des Stoffübergangs im Absorber ist, steigt mit abnehmendem L/G-Verhältnis leicht an. Bei niedrigem L/G-Verhältnis ist die Temperatur der reichen Lösung am Absorberausstritt geringer, wodurch eine höhere Beladung erreicht werden kann. Mit abnehmendem L/G-Verhältnis verschiebt sich das Temperaturprofil nach oben. Die Beladungsdifferenz aus armer und reicher Beladung beschreibt die Kapazität der Lösung. Bei niedrigem L/G-Verhältnis ist eine niedrigere arme Beladung notwendig, um die geforderte CO₂-Abtrennungsrate zu erreichen.

Bei einem konstanten Druck und einer konstanten MEA-Konzentration im Desorber ist die Temperatur der Lösung im Reboiler (Reboilertemperatur) nur abhängig von der armen Beladung [22]. Mit sinkender armer Beladung erhöht sich die Reboilertemperatur. Dieser Zusammenhang kann auch zur Regelung verwendet werden [28, 29].

Eine weitere wichtige Prozessgröße ist der Betriebsdruck des Desorbers. Bei niedrigeren Drücken nehmen die Reboilertemperatur ab und der spezifische Wärmebedarf zur Regeneration zu. In Abbildung 2.3 ist das Verhalten dargestellt.

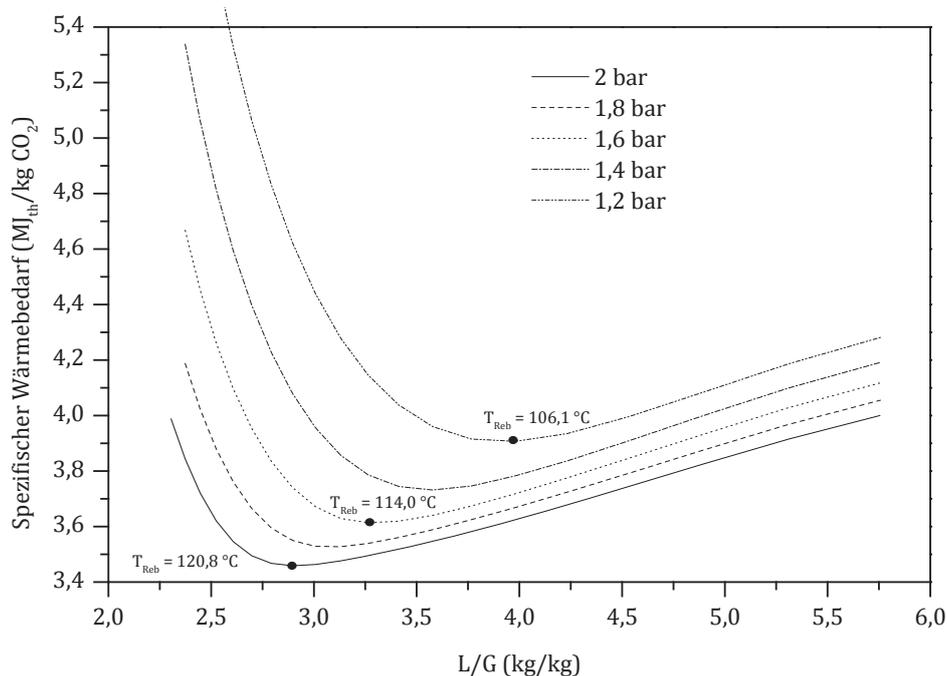


Abbildung 2.3: Spezifischer Regenerationswärmebedarf in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für verschiedene Desorberdrücke

Die Regelung der CO₂-Rauchgaswäsche muss so abgestimmt sein, dass die geforderte CO₂-Abtrennungsrate bei einem Betriebspunkt mit dem niedrigsten Netto-

wirkungsgradverlust erreicht wird. Dies kann durch Anpassung von Lösungsumlauf und der dem Reboiler zugeführten Wärmemenge erreicht werden. Das L/G-Verhältnis mit dem niedrigsten Nettowirkungsgradverlust entspricht nicht immer dem L/G-Verhältnis mit dem niedrigsten spezifischen Wärmebedarf. Um Aussagen darüber machen zu können, sind Untersuchungen des Gesamtprozesses notwendig.

2.2.5 Integration

Bei der Integration der PCC in den Kraftwerksprozess muss die Bereitstellung des Wärmebedarfs, des Kühlbedarfs und des elektrischen Eigenbedarfs sichergestellt werden. Die Integration ist Bestandteil vieler Arbeiten, die den Prozess bei Volllast untersuchen, wie z. B. [10].

Bei der Bereitstellung des Wärmebedarfs ist darauf zu achten, dass Dampf in ausreichender Qualität, d. h. mit einem ausreichenden Dampfdruck, und in entsprechender Quantität, d. h. mit einer entsprechenden Dampfmenge als Wärmequelle vorhanden ist. Prinzipiell ist es denkbar, den Dampf aus dem Dampfkraftprozess zu entnehmen. Dabei ist eine Entnahme aus dem Frischdampf, der kalten oder heißen Zwischenüberhitzung oder der Überströmleitung zwischen MD- und ND-Turbine denkbar. Auch eine externe Dampferzeugung ist möglich.

Die Dampfentnahme aus der Überströmleitung stellt die sinnvollste Lösung dar. Andere Entnahmen sind energetisch und baulich ungünstiger [10]. Der Druck in der Überströmleitung zwischen der MD- und ND-Turbine liegt in den meisten Kraftwerken üblicherweise zwischen 3 bar und 9 bar. Kraftwerke mit Kraft-Wärme-Kopplung nutzen ebenfalls diese Entnahmestelle, um größere Dampfmen gen bereitzustellen.

Die Verwendung einer Entnahmestelle bei höherem Druck – Frischdampf oder Dampf aus der Zwischenüberhitzung – ist nur sinnvoll, wenn dabei eine Turbine zur weiteren Entspannung eingesetzt wird, um das Dampfniveau sinnvoll zu nutzen. Dadurch ergäbe sich jedoch ein höherer apparativer Aufwand, der Wegfall des entnommenen Dampfes für die regenerative Speisewasservorwärmung, ein schwierigeres Teillastverhalten und bei der Entnahme vor der ZÜ-Heizfläche eine starke Beeinflussung des Dampferzeugers. Eine zusätzliche externe Dampferzeugung ist nicht effizient.

In Abbildung 2.4 ist die Entnahme aus der Überströmleitung dargestellt. Es muss eine Druckhalteklappe (DHK) vor der ND-Turbine und eine Drossel zwischen Ent-

nahmestelle und Reboiler vorgesehen werden, um den Dampf für den Reboiler entsprechend konditionieren zu können. Ein Einspritzkühler reduziert die Überhitzung des Dampfes vor dem Reboiler, um Bereiche hoher Temperaturen im Reboiler zu vermeiden. Die Wiedereinspeisung des Kondensats aus dem Reboiler findet im Bereich der Niederdruckvorwärmer statt.

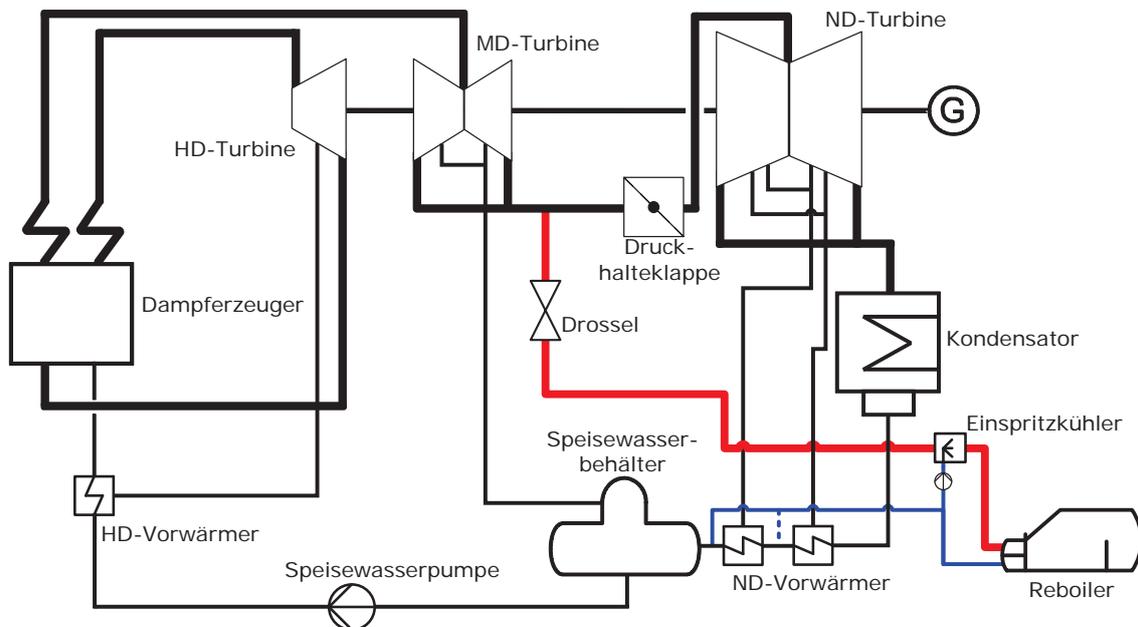


Abbildung 2.4: Darstellung der Integration der Wärmebereitstellung für den Reboiler der PCC in den Wasserdampfkreislauf (vereinfacht)

Die Kühlbedarfe der CO₂-Rauchgaswäsche und der CO₂-Verdichtung können entweder in dem zum Kraftwerk gehörigen Kühlsystem oder in einem zusätzlichen Kühlsystem bereitgestellt werden.

Eine Wärmeintegration der Abwärme aus der PCC ist möglich. Besonders lohnenswert sind hierbei die Integration der Abwärme des CO₂-Verdichters und des Kopf-kondensators des Desorbers, da deren Temperaturniveau im Vergleich zu den anderen Abwärmequellen relativ hoch liegt.

Der elektrische Eigenbedarf der PCC wird durch die Eigenbedarfsversorgung des Kraftwerks gedeckt. Die Antriebe der Lösungspumpen, Gebläse und anderen Pumpen der CO₂-Rauchgaswäsche sowie des CO₂-Verdichters werden elektrisch versorgt und verringern somit die Nettoleistung des Kraftwerks.

Bei der Integration der PCC in den Kraftwerksprozess kann im Allgemeinen zwischen der Nachrüstung in ein bestehendes Kraftwerk und dem Neubau von Kraft-

werk und PCC unterschieden werden. Der wesentliche Unterschied ist, dass der Wasserdampfkreislauf bei der Nachrüstung nicht für die hohe Dampfenahme ausgelegt ist. Hierbei spielt der Auslegungsüberströmdruck in der Verbindungsleitung zwischen MD- und ND-Turbine eine besondere Rolle.

Bei der Nachrüstung ist dieser durch die ursprüngliche Auslegung festgelegt und kann nicht ohne große Maßnahmen angepasst werden. Der Teil des Wasserdampfkreislaufs, der zwischen Entnahmestelle und Wiedereinspeisung des Reboilerkondensats liegt, d. h. die ND-Turbine, der Kondensator und die ND-Vorwärmer, wird dann auch bei Volllast im Teillastbetrieb von ca. 50 % betrieben. Das Kühlsystem jedoch ist nicht für die zusätzlich aus der PCC abzuführende Wärmemenge ausgelegt. Daher muss ein zusätzliches Kühlsystem in der Größe von ca. 80 % des vorher vorhandenen Kühlsystems vorgesehen werden. Im Falle der Nachrüstung der PCC ist ein Retrofit der MD-Turbine denkbar. Dabei werden die letzten Stufen der MD-Turbine auf den sich aus der Druckabsenkung in der Überströmleitung erhöhten Volumenstrom angepasst.

Beim Neubau kann das Kraftwerk mit der Dampfenahme ausgelegt werden, d. h. der Druck in der Überströmleitung und auch die Druckniveaus der ND-Vorwärmer können entsprechend gewählt werden. In bisherigen Untersuchungen wird dabei der Auslegungsüberströmdruck häufig für den Volllastfall optimiert. Um den Nettowirkungsgradverlust bei Teillast zu reduzieren, kann ein erhöhter Auslegungsüberströmdruck im Volllastbetrieb mit Einsatz einer Drossel vor dem Reboiler angewendet werden. Für einen solchen Fall ist es nicht ohne weiteres möglich, den beim Abschalten der PCC zusätzlich zur Verfügung stehenden Dampf zur Verstromung zu nutzen. Dies ist nur möglich, wenn das Neubau-Kraftwerk mit PCC mit einer entsprechend großen ND-Turbine ausgelegt ist, sodass sich ein ähnliches Verhalten wie bei einem Kraftwerk mit Nachrüstung der PCC ergibt.

Der Druck in der Überströmleitung sinkt infolge der Dampfenahme für den Reboiler ab. Da für den Reboiler ein bestimmter Dampfdruck vorliegen muss, um die Lösung im Reboiler auf eine zu erreichende Temperatur aufzuheizen und die Wärme bereitzustellen, ist eine Druckhalteklappe vor der ND-Turbine vorzusehen. Des Weiteren erhöht sich durch die Druckabsenkung der Volumenstrom in den letzten MD-Turbinenstufen. Die dafür festgelegte Begrenzung der Volumenstromzunahme von 140 %, bezogen auf den Auslegungsfall [30], kann durch Einsatz der Druckhalteklappe erreicht werden. Die Druckhalteklappe kann somit zum einen die erforderliche Dampfqualität und zum anderen den Schutz der MD-Turbine vor zu hohen Austrittsgeschwindigkeiten sicherstellen.

Ist das Druckniveau an der Entnahmestelle zu hoch, wird der Dampf mit Hilfe einer Drossel vor dem Reboiler reduziert. Dabei ist es auch möglich, dass DHK und Drossel gleichzeitig eingesetzt werden müssen.

In Abbildung 2.5 ist der Zusammenhang zwischen Reboilertemperatur und notwendigem Entnahmedampfdruck dargestellt.

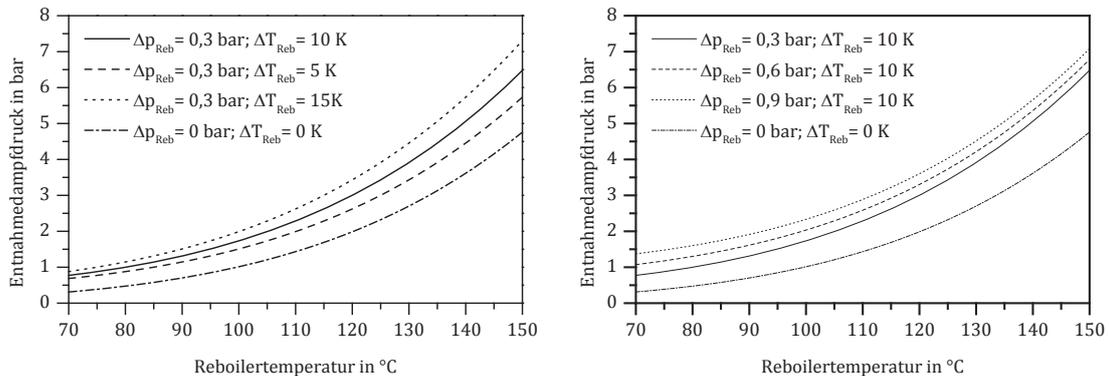


Abbildung 2.5: Abhängigkeit des notwendigen Entnahmedampfdrucks von der Reboilertemperatur für verschiedene Druckverluste zwischen Entnahmestelle und Reboiler sowie verschiedene Grädigkeiten im Reboiler

2.2.6 Flexibilität

Der Betrieb der Rauchgaswäsche bei Teillast bereitet keine Probleme. Der Lösungsmassenstrom kann an den abnehmenden Rauchgasmassenstrom angepasst werden. Infolge des Betriebs der Dampferzeugeranlage mit zunehmendem Luftüberschuss bei abnehmender Last verringert sich der CO₂-Anteil im Rauchgas, sodass auch von einer geringeren reichen Beladung der Lösung ausgegangen werden kann. Für den normalen Betrieb stellt dies keine Begrenzung dar, da das Arbeitsregime des Absorbers üblicherweise größer ist. So gibt z. B. Sulzer für die Packung Mellapak eine Flüssigkeitsbelastung von 0,2 m³/m²h bis zu 200 m³/m²h an. Diese Packung ist auch besonders für den Absorptionsprozess geeignet [31].

Das dynamische Verhalten der PCC wurde im Projekt DYNCAP untersucht [15]. Einen Überblick über die dynamische Modellierung gibt [11]. Das dynamische Verhalten des Prozesses ist teilweise an Pilotanlagen untersucht worden [32].

2.2.7 Bereitstellung von zusätzlicher elektrischer Leistung

Um kurzfristig zusätzliche elektrische Leistung bereitzustellen, kann die CO₂-Abtrennrage der CO₂-Rauchgaswäsche reduziert werden. Dadurch sinkt die zur Regeneration benötigte Wärmemenge, und der aus dem Dampfkraftprozess

entnommene Dampf wird reduziert. Der Dampfstrom durch die ND-Turbine wird erhöht und es wird eine zusätzliche elektrische Leistung erzeugt. Durch den zusätzlichen Dampf steigt das Druckniveau in der Überströmleitung und in der ND-Turbine wieder an.

Für die Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate gibt es drei Möglichkeiten:

- Der Lösungsumlauf wird konstant gehalten und die Wärmemenge zum Reboiler durch Androsseln des Reboilerdampfes oder durch Verkleinern der Wärmeübertragerfläche des Reboilers reduziert. Dadurch erhöht sich die Beladung der armen Lösung und es wird aufgrund einer geringeren Beladungsdifferenz bei gleichem L/G-Verhältnis weniger CO₂ abgetrennt.
- Der Lösungsumlauf wird während der Reduktion der Wärmezufuhr angepasst. Diese Maßnahme führt zu einem geringeren Nettowirkungsgradverlust, da der Anteil der sensiblen Wärme beim Regenerationswärmebedarf reduziert wird.
- Der Rauchgasmassenstrom wird teilweise im Bypass am Absorber vorbeigeführt (Absorber-Bypass). Diese Variante hat zum einen den Vorteil, dass ein Teil des Rauchgases nicht gekühlt und mit dem Gebläse der CO₂-Rauchgaswäsche gefördert werden muss. Zum anderen kann die CO₂-Rauchgaswäsche im Optimum mit angepasstem L/G-Verhältnis arbeiten. Die Beladung der reichen Lösung steigt dabei an, weil die spezifische Stoffaustauschfläche erhöht ist.

Die drei Varianten unterscheiden sich im minimalen Regenerationswärmebedarf bei reduzierter CO₂-Abtrennungsrate. Bei einer Leistungserhöhung über einen sehr kurzen Zeitraum kann es möglich sein, dass die Anpassung des Lösungsumlaufs aufgrund der Trägheit nicht ausgeregelt werden kann. Die Vorteile des Absorber-Bypasses zur Reduzierung der CO₂-Abtrennungsrate sind nur über einen längeren Zeitraum lohnenswert.

2.3 CO₂-Verdichtung

Der CO₂-Verdichter wird eingesetzt, um das in der CO₂-Rauchgaswäsche abgetrennte CO₂ für den Transport zu verdichten. Für die CO₂-Verdichtung eignen sich im Wesentlichen mehrwellige Getriebeturboverdichter in mehrsträngiger Ausführung. Dieser Verdichtertyp wird bei EOR und in der Verfahrenstechnik zur CO₂-Bereitstellung eingesetzt.



Der Eintrittsdruck in den Verdichter ist durch den Desorberdruck festgelegt. Bei Verwendung von MEA als Lösungsmittel beträgt er 1,5 bis 2 bar. Der Enddruck wird bei vielen Betrachtungen – und so auch hier – mit 110 bar angenommen.

Zur Minimierung von Verlusten wird die CO₂-Verdichtung mehrstufig mit Zwischenkühlern durchgeführt. CO₂-Verdichter sind in ihrem Arbeitsbereich beschränkt. Die erste Stufe besitzt eine Leitschaufelverstellung. Um das Kennfeld zu erweitern, kann eine Bypass-Regelung, eine Saugdrosselregelung oder eine Drehzahlregelung verwendet werden.

Bei Teillast steigt der spezifische Energieaufwand, da der CO₂-Verdichter außerhalb des Nennpunktes betrieben wird. Eine Druckabsenkung am Eintritt ist in bestimmten Grenzen möglich, allerdings muss dann ein größeres Druckverhältnis aufgebracht werden, um den gleichen Enddruck zu erreichen.

3 MODELLBILDUNG

Zur Untersuchung des Verhaltens von Dampfkraftwerken mit PCC ist die Entwicklung detaillierter Prozessmodelle notwendig. Mit Hilfe dieser Modelle ist dann eine Bewertung der Prozessstopologie, der Prozessoptimierung und des Teillastverhaltens möglich. Die nachfolgende Beschreibung der Modellierung ist in die drei Teilprozesse aufgeteilt: konventionelles steinkohlebefeuertes Kraftwerk, PCC und CO₂-Verdichtung.

Die Modellierung des Gesamtprozesses des steinkohlebefeuerten Kraftwerks und des Kraftwerks mit PCC erfolgt mit Epsilon®*Professional*. Der verfahrenstechnische Teilprozess der PCC wird mit Aspen Plus® abgebildet. Die prozessbestimmenden Wärmeübertrager innerhalb der PCC, der RLHX und der Reboiler, werden innerhalb von Aspen Plus® mit Aspen Exchanger Design & Rating (EDR) abgebildet. Bei diesen Modellen handelt es sich um stationäre Gesamtmodelle, welche eine hohe Genauigkeit erlauben, eine Abbildung der Prozesse bei Teillast zuverlässig ermöglichen und die Prozesse realitätsnah abbilden können.

3.1 Kraftwerksmodell

Das Kraftwerksmodell bildet ein modernes, steinkohlebefeuertes Dampfkraftwerk ab. Als Grundlage werden die Daten des RKW NRW [19], auf welchem auch aktuelle Neubauten in Deutschland basieren, verwendet. Die Leistungsgröße liegt bei einer Bruttoleistung von 600 MW_{el}. Im Nennpunkt betragen die Frischdampfparameter 600 °C und 285 bar. Die Temperatur der Zwischenüberhitzung (ZÜ) liegt bei 620 °C. Der Druck der ZÜ ergibt sich aus einer Optimierung der regenerativen Speisewasservorwärmung.

Das Schaltschema des Kraftwerks ist aus Abbildung 3.1 ersichtlich. Die regenerative Speisewasservorwärmung erfolgt dabei mit acht Vorwärmern und einem externen Enthitzer auf eine Speisewasserendtemperatur von 303,4 °C. Die Dampfturbine ist als dreigehäusige Dampfturbine mit einfacher ZÜ ausgeführt. Die Rauchgasreinigung umfasst eine DeNO_x-Anlage, ein E-Filter und eine REA.

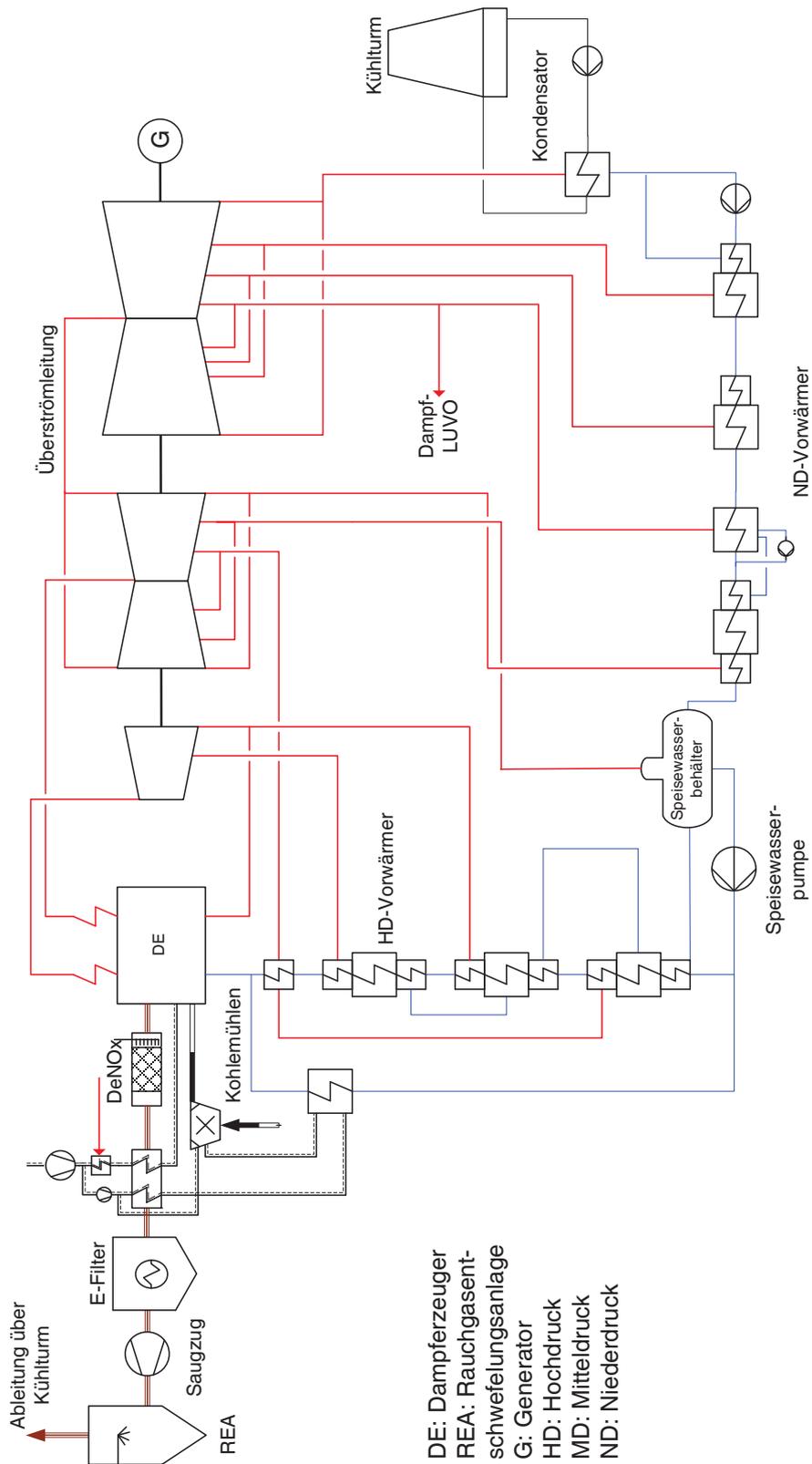


Abbildung 3.1: Prozessschema des RKW NRW

3.1.1 Wasserdampfkreislauf

Die wesentlichen Komponenten des Wasserdampfkreislaufs sind der Dampferzeuger, die Dampfturbine, die Vorwärmer zur regenerativen Speisewasservorwärmung, der Kondensator und die Speisewasserpumpe.

Dampferzeuger

Die Dampfparameter betragen 285 bar / 600 °C für den Frischdampf (FD) und ca. 60 bar / 620 °C nach der ZÜ. Die Druckverluste im Dampferzeuger werden nach [33] abgebildet. HD-seitig betragen die Druckverluste 26 bar im Dampferzeuger und 7,5 bar in der FD-Leitung. ZÜ-seitig beträgt der Druckverlust 4 bar, 2 bar in den Heizflächen und jeweils 1 bar in den Verbindungsleitungen. Das Verhalten der Druckverluste bei Teillast ist an ein modernes Steinkohlekraftwerk angelehnt. Die HD-Einspritzung beträgt 6 % des FD-Massenstroms. Das Verhältnis der FD-Einspritzung bleibt über der Last konstant. Die ZÜ-Einspritzung beträgt bei Volllast 1 % des FD-Massenstroms und wird auf 0 % bei 60 % Last linear reduziert. Die ZÜ-Temperatur bleibt in diesem Fall bis 60 % Last konstant, danach erfolgt eine lineare Reduktion auf 590 °C bei 40 % Last.

Dampfturbine

Der Dampfzustand in den einzelnen Turbinensegmenten wird über das Dampfkegelgesetz beschrieben [34]. Dabei wird der Eintrittsdruck in ein Turbinensegment mit dem Massenstrom in Verbindung gebracht. Dadurch lassen sich die Eintrittsdrücke über der Last exakt beschreiben.

Im Nennpunkt betragen die inneren Wirkungsgrade der Dampfturbinenstufen 91 % für die HD-Turbine, 92 % für die MD-Turbine und 95 % für die ND-Turbine [35]. Die Wirkungsgrade der HD- und MD-Turbinen bei Teillastbetrieb können als relativ konstant angesehen werden. Dies liegt an einem konstanten Volumenstrom durch die Turbinen [36]. Untersuchungen an einem modernen Steinkohlekraftwerk bestätigen dieses Verhalten für HD- und MD-Turbinen. Die Änderungen innerhalb der ND-Turbinen sind etwas stärker ausgeprägt. Die Kennlinien der Wirkungsgrade sind in den Modellen hinterlegt.

In den letzten Stufen der ND-Turbine kann es zu einer Entspannung in das Zweiphasengebiet kommen, wodurch in den letzten Stufen Verluste infolge Dampfnässe entstehen. Bei der Modellierung werden diese Verluste durch eine Baumann-Faktor-Korrektur berücksichtigt. Der Baumann-Faktor wird in dieser Arbeit mit 0,9 angenommen.

Die Austrittsverluste sind abhängig vom Abdampfquerschnitt und vom vorliegenden Druck. Der Austrittsverlust der letzten ND-Stufe im Auslegungspunkt ist mit 30 kJ/kg vorgegeben und wird in Abhängigkeit von der Austrittsgeschwindigkeit bestimmt [17].

Mit diesen Annahmen ergibt sich ein mittlerer, isentroper Wirkungsgrad für die ND-Turbine von 88,3 %. Dieser entspricht auch aktuellen ND-Turbinen.

Anzapfungen

Um eine möglichst effiziente regenerative Speisewasservorwärmung abzubilden, werden die Drücke der Anzapfungen für den Volllastfall optimiert. Zusätzlich ist es das Ziel der regenerativen Speisewasservorwärmung eine Speisewasserendtemperatur von 303,4 °C zu erreichen. Der Druckverlust beträgt 3 % des Drucks in der Anzapfung der Turbine [33]. Der Druck in der Überströmleitung ist für das RKW NRW auf 5,5 bar festgelegt.

Vorwärmer

Die Speisewasservorwärmstrecke entspricht mit drei Speisewasservorwärmern und einem Enthitzer auf der HD-Seite sowie vier Kondensatvorwärmern zuzüglich des SWBs auf der ND-Seite jener im RKW NRW. Die Parametrierung erfolgt nach [33]. Bei Nennlast beträgt der speisewasserseitige Druckverlust in den ND-Vorwärmern jeweils 0,5 bar und in den HD-Vorwärmern jeweils 2,0 bar. Der SWB hat einen Druckverlust von 0,25 bar. Die Grädigkeit des Enthitzers beträgt 15 K. Die Temperaturdifferenz aller Vorwärmer zwischen erwärmtem Medium und Satt-dampf-temperatur des angezapften Dampfes ist 2,5 K.

Das Teillastverhalten der Vorwärmer wird mit der von Rábek in [37] vorgestellten Methode abgebildet, die in Abhängigkeit von den geänderten Massenströmen kA-Kennwerte berechnet. Im Enthitzer ist eine Kennlinie für den Wärmeübergang hinterlegt. Die Druckverluste werden entsprechend Gleichung 3.1, siehe Seite 29, berechnet.

Kühlwassersystem

Die Kühlwassertemperatur beträgt 16 °C bei Volllast als Ergebnis der Umgebungsbedingungen für den Kühlturm. Die Aufwärmspanne beträgt 10 K. Die Kühlwasserpumpen sind unregelt und damit entspricht der Kühlwassermassenstrom konstant dem des Auslegungspunktes. Der innere Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpe beträgt 82,2 %. Der Druckverlust im Kühlwassersystem beträgt 3 bar [33].

Kondensator

Der Kondensator ist als zweigehäusiger Oberflächenkondensator ausgeführt. Mit den gegebenen Kühlwasserbedingungen und einer oberen Kondensatorgrädigkeit von 3 K ergibt sich ein Kondensatordruck von 40 mbar. Bei Teillast verringern sich die Aufwärmspanne und die obere Grädigkeit, wodurch sich ein geringerer Kondensatordruck einstellt. Das Teillastverhalten der Wärmeübertragung ist an das eines modernen Steinkohlekraftwerks angepasst.

Speisewasserpumpe

Als Speisewasserpumpen werden zwei elektrisch angetriebene Pumpen eingesetzt. Das Kennfeld der Speisewasserpumpe ist von einem Hersteller zur Verfügung gestellt worden und [14] entnommen. Es entspricht in seiner Form weitestgehend dem in [38] gegebenen allgemeinen Kennfeld für Kreiselpumpen. Der innere Wirkungsgrad im Nennpunkt beträgt entsprechend den Herstellerangaben $\eta = 0,85$.

Nach Gülich [38] ist durch den Mindestmengenbetrieb sicherzustellen, dass Kreiselpumpen mit großen Leistungen mit mindesten 0,25 des Nennvolumenstroms durchströmt werden, da sonst die geringe Fluidmenge in der Pumpe zu stark erwärmt wird. Bei einem Speisewassermassenstrom von weniger als 45 % wird daher eine Pumpe abgeschaltet.

Sonstige Pumpen

Andere Pumpen, wie beispielsweise zum Kondensatvorwärtspumpen, werden mit einem inneren Wirkungsgrad von 80 % abgebildet [33]. Eine Kennlinie beschreibt das Teillastverhalten.

3.1.2 Feuerung und rauchgasseitige Komponenten

Die Wärmebereitstellung auf der Feuerungsseite erfolgt im Dampferzeuger. Dabei sind die Mühlen eine wichtige Komponente. Die Frischluft wird im Dampf-Luvo und im Luftvorwärmer (Luvo) vorgewärmt. Stromabwärts des Dampferzeugers sind die Komponenten der Rauchgasreinigung angeordnet.

Mühlen

Das Mühlenmodell ist entsprechend den von Brandt in [39] gegebenen Gleichungen aufgebaut und berechnet die notwendige Energie zur Verdampfung des angetriebenen Wassers aus der Kohle. Die Energie des Antriebs wird in Wärme umgesetzt und auf das Kohle-Luft-Gemisch übertragen. Die Kaltluftmenge wird so

geregelt, dass mit den vorliegenden Energieströmen eine Sichertemperatur von 100 °C erreicht wird.

Zur Abbildung des Verhaltens bei Teillast wird die Antriebsleistung in Abhängigkeit vom Kohlemassenstrom für den jeweiligen Hargrove-Index über Kennlinien vorgegeben. Die hinterlegten Kennlinien für die spezifische Leistungsaufnahme sind einem modernen Steinkohlekraftwerk entnommen. Dabei nimmt die spezifische Leistungsaufnahme linear mit sinkender Last ab.

Aufgrund der benötigten Fluidisierung bei Teillast wird der Druckverlust der Mühle konstant bei 100 mbar gehalten. Der Primärluftmassenstrom sinkt bei 40 % Last linear auf 75 % des Massenstroms im Nennpunkt. Dies entspricht der Ausführung eines modernen Steinkohlekraftwerks und deckt sich mit Herstellerangaben. Sichertemperatur und Wassergehalt werden im gesamten Lastbereich konstant gehalten.

Dampferzeuger

Der steinkohlebefeuerte Dampferzeuger ist mit einer Trockenstaubfeuerung ausgestattet. Der Verbrennungswirkungsgrad beträgt 99,5 % mit einem Anteil an Verbrennlichem in der Flugasche von weniger als 3 %. Der Anteil der Trichteräsche (Schlacke) ist 10 %, dieser tritt mit einer Temperatur von 500 °C aus.

Das Verbrennungsluftverhältnis in der Feuerung beträgt im Auslegungspunkt 1,15. Im Teillastbetrieb wird es angehoben, um die FD- und ZÜ-Temperaturen zu stützen und steigt bei 40 % Last auf 1,38 an.

Die Rauchgasaustrittstemperatur beträgt im Auslegungsfall 380 °C. Das Teillastverhalten ist an das eines modernen Steinkohlekraftwerks angepasst. Bei 40 % Last beträgt die Rauchgasaustrittstemperatur 320 °C.

Die Druckverluste der Luft- und Rauchgasseite werden wie in [33] für den Auslegungspunkt angenommen. Der Verlust durch Strahlung wird nach [39] über $\dot{Q}_{ST} = C \cdot \dot{Q}_N^{0,7}$ berücksichtigt.

Gebälse

Die polytropen Wirkungsgrade der Gebläse sind bei Nennlast wie folgt:

- Frischluftgebläse: 0,870,
- Mühlenluftgebläse: 0,800,
- Saugzuggebläse: 0,885.

Dies entspricht den Angaben zu ausgeführten Maschinen eines modernen deutschen steinkohlebefeuerten Kraftwerks. Das Teillastverhalten wird über normierte Kennfelder abgebildet, die den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Volumenstrom und Förderhöhe berücksichtigen.

Luvo

Die Leckage von der Luft- zur Rauchgasseite beträgt bei Volllast 5 %. Das Verhalten der Leckage über der Last ist an ein modernes Kohlekraftwerk angelehnt. Die Leckage von der Primär- zur Sekundärluftseite beträgt 10 %. Als Luftaustrittstemperatur ergeben sich 360 °C und als Rauchgaseintrittstemperatur 380 °C. Es wird eine Rauchgasaustrittstemperatur von 127 °C erreicht. Diese ist zwar höher als in der Studie des RKW-NRW (115 °C), stimmt aber mit dem Anlagenbetrieb und anderen Studien überein [33, 35].

Dampf-Luvo

Der Dampf-Luvo wird mit ND-Dampf aus der Anzapfung zum dritten ND-Vorwärmer versorgt. Er wird eingesetzt, um eine Säuretaupunktunterschreitung an der kalten Luvo-Heizfläche zu verhindern. Der Dampf-Luvo wird so geregelt, dass sich eine mittlere Blechtemperatur von 90 °C am kalten Ende des Luvos einstellt. Die mittlere Temperatur ergibt sich aus den massenstromgewichteten Temperaturen des kalten Luft- und des kalten Rauchgasmassenstroms. Mit dieser Regelung ergibt sich ein realistisches Verhalten der Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Luvo in Abhängigkeit von der Last.

Mühlenluftwärmeübertrager

Eine zusätzliche Wärmeauskopplung zur Senkung der Rauchgasaustrittstemperatur wird mittels eines Mühlenluftwärmeübertragers realisiert. Dieser überträgt Wärme von der Primärluft auf das Speisewasser und ist als Bypass parallel zu den HD-Vorwärmern geschaltet. Durch diese Maßnahme wird eine Beaufschlagung des Luvos von nahezu 100 % möglich, da bei Volllast keine Kaltluft zur Sichtertemperaturregelung benötigt wird. Der Speisewassermassenstrom im HD-Vorwärmer-Bypass wird so eingestellt, dass die Temperatur bei der Zusammenführung der Speisewasserendtemperatur entspricht. Die Grädigkeit des Wärmeübertragers beträgt 75 K. Das Teillastverhalten wird über eine Kennlinie für die Wärmeübertragung implementiert. Die Druckverluste betragen 10 mbar rauchgasseitig und 2 bar wasserseitig.

Rauchgasreinigung

Die Stickoxidemissionen werden durch eine DeNO_x-Anlage, bei der Ammoniak als Reduktionsmittel dient, auf zulässige Emissionsgrenzwerte gesenkt. Der Druckverlust bei Nennlast beträgt 10 mbar. Die Verdünnungsluft zur Zufuhr des Ammoniaks beträgt ein Massenprozent des Rauchgasstroms und wird auf 1,1 bar verdichtet [33].

Für das E-Filter wird ein spezifischer Bedarf von 0,15 Wh pro Normkubikmeter feuchtes Rauchgas am Eintritt des E-Filters angenommen. Der Druckverlust vom Austritt des Luvos bis zum Eintritt in die REA, inklusive E-Filter, beträgt 10 mbar [33].

Die REA ist als nasse Kalksteinwäsche ausgeführt. Der rauchgasseitige Druckverlust bei Nennlast beträgt 30 mbar. Der elektrische Eigenbedarf beträgt 2,5 Wh pro Normkubikmeter feuchtes Rauchgas am Eintritt der REA [33].

Falschluft

Die Falschluftmenge wird mit 4 % der Rauchgasmenge nach Economiser angenommen und wird vor der Verbrennung berücksichtigt [40]. Des Weiteren wird ein Falschlufteintrag von 0,4 % des Rauchgasmassenstroms in das E-Filter berücksichtigt.

3.1.3 Elektrische Maschinen

Generator

Der Generator wird mit einem effektiven Wirkungsgrad im Auslegungsbetriebspunkt von 98,7 % modelliert. Der Wirkungsgrad wird von vier Verlustmechanismen bestimmt:

- Mechanische Verluste (Lagerreibung und Lüfterverluste), diese sind nur abhängig von der Drehzahl und nicht vom Lastzustand.
- Spannungsunabhängige Verluste (Ummagnetisierung im Eisen), diese sind weitestgehend unabhängig von der Wirkleistungsabgabe.
- Erregerleistung (Gleichstromverluste der Läuferwicklung), diese sind nur zu einem kleinen Teil durch die Wirkleistungsabgabe bestimmt.
- Stromwärmeverluste im Ständer, diese nehmen quadratisch mit dem Laststrom zu.

Unter der Annahme eines konstanten Verhältnisses zwischen Blind- und Wirkleistung ($\cos(\phi) = 0,85$) und einer konstanten Frequenz ($f = 50$ Hz) ändern sich bis auf die Stromwärmeverluste die anderen Verluste nur wenig. Die Stromwärmeverluste im Ständer nehmen von Null bis zur maximalen Leistung quadratisch zu. Die Verluste verteilen sich in grober Näherung zu jeweils einem Drittel auf drehzahlabhängige, spannungsabhängige und laststromabhängige Verluste. Die laststromabhängigen Verluste sind quadratisch von der Ausgangsleistung abhängig. Die Verluste werden in Form von Wärme über das Kühlsystem abgeführt. Der Wirkungsgrad des Generators reduziert sich bei 40 % Last auf 97 % [41].

Elektrische Antriebe

Der elektrische Wirkungsgrad von Antrieben liegt bei 97 %, der mechanische bei 99,8 %.

Eigenbedarf

Der gesamte Eigenbedarf des Kraftwerks beträgt zwischen 7 % und 8 % der Bruttoleistung. Zu den elektrischen Eigenbedarfen durch die Antriebe und Motoren entstehen weitere Bedarfe, die die Bruttoleistung reduzieren. Diese Verluste betragen durch den Transformator 0,35 %, durch sonstigen elektrischen Eigenbedarf 0,35 % und durch die Bekohlung 0,175 % der elektrischen Leistung an der Generatorklemme [33].

3.1.4 Druckverluste

Die Druckverluste des Luvos, der DeNox-Anlage und des Verdampferteils des Dampferzeugers werden mit individuell erstellten Kennlinien abgebildet. Die übrigen rauchgas- und wasserdampfseitigen Druckverluste der Komponenten werden über

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_N} = \frac{v}{v_N} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right)^2 \quad (3.1)$$

berechnet. Dabei ist Δp der Druckverlust, v das spezifische Volumen und \dot{m} der Massenstrom. Der Index N steht für den Wert der Variablen im Nennpunkt.

3.1.5 Validierung

Die verwendeten Modellierungsansätze wurden mit Hilfe von Betriebswerten eines modernen steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks validiert. Das Kraftwerk wurde entsprechend den Auslegungsunterlagen abgebildet und die Ansätze durch einen

Vergleich mit Betriebsdaten überprüft. Die Erkenntnisse daraus wurden teilweise verwendet, um das Teillastverhalten der Komponenten besser abbilden zu können. Die erzielte Genauigkeit bei der Beschreibung des Teillastverhaltens war sehr hoch [15].

3.2 Post-Combustion CO₂-Abtrennung

Die Abtrennung mittels einer nasschemischen CO₂-Rauchgaswäsche ist in Abschnitt 2.2 beschrieben. Aufgrund des limitierten Absorberdurchmessers ist davon auszugehen, dass die Abtrennungsanlage mehrstraßig ausgeführt werden muss. Für das in Abschnitt 3.1 beschriebene RKW ist mit einer zweistraßigen Ausführung zu rechnen.

Das Rauchgas gelangt wassergesättigt mit einer Temperatur von ca. 48 °C aus der REA in die Abtrennungsanlage und wird in dem Rauchgaskühler konditioniert. Der Rauchgaskühler ist als Direktkontaktkühler ausgeführt. Der Druckverlust beträgt 20 mbar. Das Rauchgas wird darin auf eine Temperatur von 40 °C abgekühlt.

Das Rauchgas wird in den unteren Bereich des Absorbers geleitet und verteilt. Die Vorgänge im Absorber sind in Abschnitt 3.2.1 näher erläutert. Oberhalb des Absorbers ist ein Wäscher installiert, der eine neutrale Wasserbilanz herstellen und einen Lösungsmittelschlupf verhindern soll.

Ein Gebläse sorgt dafür, dass die zusätzlichen Druckverluste (Vorwäscher, Absorber, Kopfwäscher) überwunden werden.

Die reiche Lösung wird über Pumpen durch den RLHX gepumpt und vorgewärmt. Die Modellierung des RLHX ist in Abschnitt 3.2.2 beschrieben.

Im Desorber wird das Lösungsmittel regeneriert und das CO₂ tritt am Desorberkopf aus. Im Kopfkondensator wird das Wasser auskondensiert und in den Prozess zurückgeführt.

Das CO₂ wird in einem zwischengekühlten Getriebeverdichter auf Pipelinedruck verdichtet. Die CO₂-Kompression ist in Abschnitt 3.3 beschrieben.

Die benötigte Regenerationswärme wird über den Reboiler bereitgestellt. Eine Lösungspumpe fördert die arme Lösung durch den Wärmetauscher zum Absorber. Die Lösungstemperatur am Absorbereintritt beträgt 40 °C.

Die Packungshöhen ergeben sich aus einer Optimierung. Allerdings ist bei größeren Packungshöhen keine wesentliche Änderung in der reichen Beladung festzu-

stellen und es kann davon ausgegangen werden, dass die Packungshöhe eine plausible Wahl darstellt. Für eine ausführliche Diskussion der Packungshöhe sei auf [14] verwiesen.

Tabelle 3.1 fasst die Prozessparameter und Randbedingungen für die CO₂-Rauchgaswäsche im Auslegungspunkt zusammen.

Tabelle 3.1: Zusammenfassung der Prozessparameter und der Randbedingungen für die CO₂-Rauchgaswäsche

MEA-Konzentration der unbeladenen Lösung	30 Gew.-%
Desorberdruck	2 bar
CO ₂ -Abtrennungsrate	90 %
Absorbereintrittstemperatur, Rauchgas	40 °C
Absorbereintrittstemperatur, Lösungsmittel	40 °C
LMTD RLHX	10 K
Grädigkeit Reboiler	10 K
Packungshöhe Absorber	15 m
Packungshöhe Kopfwäscher Absorber	3 m
Packungshöhe Desorber	10 m
Packungsart	SulzerMelapak 250.Y
Isentroper Wirkungsgrad Pumpen	80 %
Polytroper Wirkungsgrad Gebläse	85 %

Der Aufbau der Dampfentnahme ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Durch die Druckhalteklappe wird auch im vollgeöffneten Zustand in der Überströmleitung ein zusätzlicher Druckverlust von 10 mbar verursacht. Der Druckverlust zwischen Entnahmestelle und Reboiler wird mit 300 mbar angenommen. In den überhitzten Dampf wird Kondensat aus dem Reboiler eingespritzt, um eine zu hohe Wandtemperatur zu vermeiden und die Überhitzung auf 15 K zu reduzieren.

Das Kondensat aus dem Reboiler wird in den ND-Teil der regenerativen Speisewasservorwärmung zurückgepumpt. Dazu muss der Druck 15 % höher sein als der Druck des ND-Speisewassers. Der Ort der Rückführung wird so gewählt, dass der Gesamtprozess möglichst effizient ist. Die energetisch optimale Rückführung liegt unmittelbar vor dem SWB, da hier die Temperaturdifferenz zwischen ND-Speisewasser und Reboilerkondensat am geringsten ist.

3.2.1 Kolonnenmodell

Die Vorgänge im Absorber und Desorber, die beide als strukturierte Packungskolonnen ausgeführt sind, bestimmen maßgeblich das Verhalten der CO₂-Rauchgaswäsche. Bei der Beschreibung der physikalischen und chemischen Vorgänge innerhalb der Kolonnen kann im Wesentlichen zwischen Gleichgewichtsstufenmodellen und Rate-Based-Modellen (RBM) unterschieden werden [42, 35].

Bei der Modellierung als Gleichgewichtsstufen wird von einem abgeschlossenen Stoffaustauschvorgang inklusive Reaktion innerhalb einer Stufe ausgegangen, d. h. austretender Gas- und Flüssigkeitsstrom stehen im Gleichgewicht und sind ideal vermischt. Abweichungen vom Gleichgewicht können über geeignete empirische Koeffizienten (Stage- oder Murphree-Efficiencies) berücksichtigt werden. Diese Koeffizienten sind abhängig von unterschiedlichen Stoffsystemen, dem Betriebspunkt und der Packung. Für reale Anlagen können diese Koeffizienten bei der Modellierung eines Betriebspunktes an Messergebnisse angepasst werden. Ohne exakte Vorgabe dieser Koeffizienten ist eine Aussage über das Verhalten bei Teillast nicht möglich [43].

Dem RBM liegt eine physikalische Beschreibung der Stoffaustauschvorgänge zwischen den Phasen zu Grunde. Chemische Reaktionen können entweder auf Grundlage des chemischen Gleichgewichts oder mittels Berücksichtigung der Reaktionsgeschwindigkeit abgebildet werden. Beim verwendeten Lösungsmittel MEA ist die Geschwindigkeit der chemischen Reaktion im Absorber, im Vergleich zum Stoffübergang von CO₂ in die Flüssigphase, nicht ausreichend, um ein chemisches Gleichgewicht anzunehmen. Aus diesem Grund muss die Reaktionskinetik beim Transport des CO₂ über die Phasengrenzfläche berücksichtigt werden.

Ein RBM wird verwendet, um Aussagen des Prozesses über den gesamten Betriebsbereich zu machen. Dabei ändern sich z. B. Prozessgrößen wie der Lösungsumlauf, der Rauchgasvolumenstrom und der CO₂-Gehalt. In dieser Arbeit wird deshalb ein rigoroses RBM zur Beschreibung der Vorgänge in den Kolonnen verwendet. Sowohl die Darstellung des Stoff- und Wärmeübergangs als auch der Flüssigphasenreaktionen erfolgt hier auf Basis von physikalischen und chemischen Prozessen. Dadurch ist eine realitätsnahe Auslegung und Optimierung unter Einbeziehung der Kolonneneinbauten möglich.

Zweifilmmodell

Das Zweifilmmodell beschreibt die Vorgänge in einem Kolonnenabschnitt mit den in Abbildung 3.2 gezeigten Phasen – einer Gas-Kernphase, einer Gas-Filmphase, einer Flüssig-Filmphase und einer Flüssig-Kernphase. Die gesamte Packungshöhe wird dabei in eine ausreichende Anzahl von Längssegmenten von 0,5 m diskretisiert, was eine ausreichende Genauigkeit darstellt. Die Kernphasen jedes Segments sind ideal durchmischt. Der Stoffübergangswiderstand wird durch die beiden Filmphasen hervorgerufen. An der Phasengrenzfläche wird ein Gleichgewichtszustand angenommen.

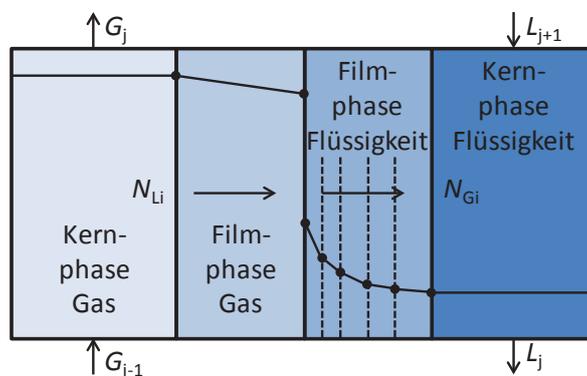


Abbildung 3.2: Schema des Zweifilmmodells (nach [35])

Gleichgewichtsbetrachtung an der Phasengrenzfläche

Das stoffliche Gleichgewicht an der Phasengrenzfläche kann mithilfe von Gleichung (3.2) beschrieben werden.

$$x_i \gamma_i f_i^0 = y_i \varphi_i^V p_{\text{tot}} = p_{i,g} \quad (3.2)$$

Dabei ist x_i die Konzentration der Komponente i in der Flüssigphase, γ_i der Aktivitätskoeffizient der Komponente i in der Flüssigphase und f_i^0 die Standardfugazität der Komponente i in der Flüssigphase. y_i ist die Konzentration der Komponente i in der Gasphase, φ_i^V der Fugazitätskoeffizient der Komponente i in der Gasphase und p_{tot} der Gesamtdruck. $p_{i,g}$ ist der Partialdruck der Komponente i in der Gasphase.

Mit Hilfe des Electrolyte Non Random Two Liquid Model (ENRTL) werden für das vorliegende System die Aktivitätskoeffizienten γ_i der Komponenten i in der Flüssigkeit berechnet [44, 45, 46]. Aufgrund von elektrolytischen Komponenten (Reaktions- und Dissoziationsprodukte) sind starke Abweichungen vom idealen Verhalten

ten vorhanden, die im ENRTL-Modelle berücksichtigt werden. Die Gasphase wird mit den Zustandsgleichungen nach Soave-Redlich-Kwong (SRK) abgebildet.

Die verwendete Stoffdatenbasis auf Grundlage des ENRTL-Modells und chemischer Reaktionen wurde vom Department of Chemical Engineering der University of Texas in Austin zur Verfügung gestellt. Ein umfassender Überblick über die Ermittlung dieser Stoffdaten wird in [46] gegeben.

Berechnung des Stofftransports

Der Stoffstrom durch die beiden Filmphasen kann durch Gleichung (3.3) beschrieben werden.

$$\dot{n}_i = K_g \cdot A \cdot (p_{i,g} - p_{i,l}^*) \quad (3.3)$$

K_g bildet dabei den Stoffdurchgangskoeffizienten, der sich mit der nachfolgenden Gleichung (3.4) bestimmen lässt. A ist die Austauschfläche, $p_{i,g}$ der Partialdruck der Komponente i in der Gasphase und $p_{i,l}^*$ der Gleichgewichtspartialdruck der Komponente i .

$$\frac{1}{K_g} = \frac{1}{\beta_g} + \frac{1}{\beta_l} \quad (3.4)$$

In der Gleichung für den Stoffdurchgangskoeffizienten (3.4) sind β_g bzw. β_l die Stoffübergangskoeffizienten durch den Gas- bzw. durch den Flüssigkeitsfilm. Der Stoffstrom kann vereinfacht auch mit Hilfe von Konzentrationen gemäß Gleichung (3.5) formuliert werden. Dabei werden im Modell der Fugazitätskoeffizient der Gasphase und der Aktivitätskoeffizient der Flüssigphase in den Filmphasen vernachlässigt.

$$\begin{aligned} \dot{n}_i &= k_{i,g} \cdot A \cdot (c_{i,g,\text{Kern}} - c_{i,g,\text{Grenz}}) \\ &= k_{i,l} \cdot A \cdot (c_{i,l,\text{Grenz}} - c_{i,l,\text{Kern}}) \end{aligned} \quad (3.5)$$

Für eine Bestimmung von \dot{n}_i müssen somit A , $k_{i,g}$ und $k_{i,l}$ ermittelt werden. Die Bestimmung der Phasengrenzfläche in Packungskolonnen und des Stoffübergangskoeffizienten der Flüssigkeit ist mit großen Fehlern behaftet [47]. Auf die Ermittlung der beiden Größen wird im Folgenden eingegangen.

Die Berechnung der Stoffübergangskoeffizienten wird in Aspen Plus® mit den Korrelationen von Bravo und Fair [48] nach den Gleichungen (3.6) und (3.7) vorgenommen. Diese Korrelationen sind ausreichend genau, um den Stoffübergang in diesem Fall wiederzugeben.

$$k_{i,l} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{D_{i,f}}{\pi \cdot t_f}\right)} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{D_{i,f} \cdot U_{f,eff}}{\pi \cdot S}\right)} \quad (3.6)$$

$$k_{i,g} = 0,338 \cdot \left(\frac{D_{i,g}}{d_{eq}}\right) \cdot Re_g^{0,8} Sc_g^{0,333} \quad (3.7)$$

$D_{i,f}$ ist hierbei der Diffusionskoeffizient der Komponente i in der Flüssigkeit, $U_{f,eff}$ die effektive Gasgeschwindigkeit durch die Kanäle und S die Höhe der Packung. $D_{i,g}$ beschreibt den Diffusionskoeffizienten in der Gasphase und d_{eq} einen packungsabhängigen Durchmesser.

Der Einfluss der effektiven, packungsvolumenspezifischen Phasengrenzfläche a_{eff} hingegen ist größer einzuschätzen. Aus diesem Grund wird eine Korrelation nach Gleichung (3.8) verwendet, welche die reaktiven Absorptionssysteme und weitere Randbedingungen besser berücksichtigt als andere implementierte Korrelationen [49].

$$\frac{a_{eff}}{a_p} = 1,362 \cdot \left[We_L \cdot Fr_L^{-\frac{1}{3}}\right]^{0,122} \quad (3.8)$$

We_L und Fr_L stellen dabei die Weber- und die Froude-Zahl in der flüssigen Phase dar. a_p beschreibt die spezifische Packungsoberfläche.

Bei hohen Reaktionsgeschwindigkeiten finden auch im Film Reaktionen statt. Diese beeinflussen damit den Stofftransport. Deswegen wird der Film in eine ausreichende Anzahl von Segmenten aufgeteilt, um das Konzentrationsprofil abzubilden. Der Stofftransport kann dann durch folgende Beziehungen dargestellt werden:

$$\begin{aligned} \dot{n}_i &= k_{i,g} \cdot A \cdot (c_{i,g,Kern} - c_{i,g,Grenz}) \\ &= k_{i,l} \cdot A \cdot (c_{i,l,Grenz} - c_{i,l,1}) \\ &= k_{i,l} \cdot A \cdot (c_{i,l,1} - c_{i,l,2}) = \dots \dots \\ &= k_{i,l} \cdot A \cdot (c_{i,l,n-1} - c_{i,l,Grenz}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

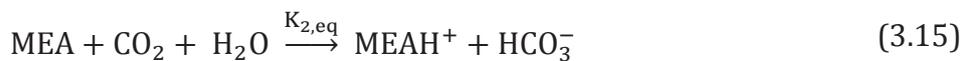
Berechnung des Stoffumsatzes

Das Reaktions-Modell ist Bestandteil des Stoffdatenmodells. Das chemische Verhalten im Absorber wird mittels eines kinetischen Reaktionsmodells entsprechend den Reaktionsgleichungen (3.10) bis (3.13) abgebildet.





Im Desorber wird das chemische Verhalten mit einem gleichgewichtsorientierten Reaktionsmodell gemäß den Reaktionsgleichungen (3.14) und (3.15) wiedergegeben.



Die Annahme für das gleichgewichtsorientierte Reaktionsmodell im Desorber kann aufgrund des hohen Temperaturniveaus im Desorber und der damit schnellen Reaktionen getätigt werden.

Dimensionierung der Kolonnen

Als strukturierte Packung wird Sulzer Mellapak 250.Y eingesetzt. Diese weist sehr gute Eigenschaften für Absorptionsprozesse und besonders für die CO₂-Abtrennung auf. Kolonnen können damit bis zu einem Durchmesser von 17 m gebaut werden. Die Packung ermöglicht eine sehr große Flüssigkeitsbelastung und Betriebsflexibilität [31].

Die Auslegungskriterien für den Querschnitt der Kolonnen sind je nach Packungshersteller unterschiedlich, z. B. über eine Funktion des Flutungspunktes oder des Druckverlustes. Im Rahmen dieser Arbeit wird die maximale Kapazität so definiert, dass bei ihr ein höhenspezifischer Druckverlust von 12 mbar/m auf Höhe der größten Belastung auftritt. Im Absorber tritt diese Belastung im mittleren Bereich der Kolonne auf, im Desorber im Sumpf. Die so definierte Maximalbelastung liegt 5 – 10 % unterhalb des Flutungspunktes. Der Hersteller gibt für einen optimalen Betrieb als Auslegungskriterium eine Belastung zwischen 50 % und 80 % des Flutungspunktes an, also einen Bereich zwischen 56 % und 88 % der maximalen Belastung. In dieser Arbeit wird eine optimale Belastung von 70 % der Maximalbelastung angenommen. Untersuchungen zum Einfluss der Belastung sind in [14] beschrieben.

Für den Druckverlustverlauf entlang der Kolonnenhöhe existieren hersteller- und packungsspezifische Korrelationen, die für die verwendete Sulzer-Packung in As-

pen Plus® implementiert, jedoch nicht offen zugänglich sind. Diese Korrelationen stimmen gut mit den Herstellerangaben und Auslegungstools überein.

3.2.2 RLHX

Der RLHX wird als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. In vorherigen Arbeiten wurde gezeigt, dass der Einfluss des RLHX auf den Gesamtprozess sehr groß ist [9]. Der RLHX wird in den üblichen Grenzen für Plattenwärmeübertrager in EDR ausgelegt. EDR ist zur Abbildung von Wärmeübertragern sehr gut geeignet und wird in der Verfahrenstechnik z. B. zur Abbildung von Wärmeübertragern in petrochemischen Prozessen verwendet. Mit dem detaillierten Modell können Untersuchungen des Teillastbetriebs und anderer Betriebszustände, z. B. Fouling, durchgeführt werden.

Zur Beschreibung des Wärmeübergangs im Plattenwärmeübertrager wird die Nußelt-Zahl verwendet. Sie ist abhängig von der Reynolds-Zahl, der Prandtl-Zahl, der Temperatur und der Geometrie.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} = f(Re, Pr, T, Geometrie) \quad (3.16)$$

Die Wärmeübertragung ist im Plattenwärmeübertrager im Wesentlichen von der Geometrie und der Strömungsführung abhängig. Dabei sind die charakteristischen Größen, welche die Strömung beeinflussen, der Abstand zwischen den Platten, der Chevron-Winkel und die Prägetiefe. Diese Effekte werden bei den Nußeltschen-Potenzansätzen berücksichtigt. Über die Potenzansätze kann bei Kenntnis der anderen dimensionslosen Kenngrößen die Nußelt-Zahl und damit der Wärmeübergangskoeffizient α berechnet werden.

Sind die Wärmeübergangskoeffizienten für die Platten auf den Seiten der armen und der reichen Lösung und die Wärmeleitung in den Platten bekannt, kann der Wärmedurchgangskoeffizient durch die Platte mit Gleichung (3.17) berechnet werden:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{lean}}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{rich}}}} \quad (3.17)$$

Der RLHX wird zusammen mit der PCC ausgelegt. Anschließend wird die ausgelegte Geometrie verwendet, um damit prozesstechnische Untersuchungen durchzuführen. Für eine ausführliche Darstellung der Auslegung sei auf [15] verwiesen. Um

die entsprechende Wärmeübertragerfläche zu erreichen, werden mehrere Plattenwärmeübertrager parallel geschaltet.

3.2.3 Reboiler

Der Reboiler dient als Verdampfer. Es wird ein Kettle-Reboiler eingesetzt. Die Vorteile des Kettle-Reboilers sind eine geringe erreichbare Grädigkeit und eine sehr gute Betriebssicherheit. Demgegenüber stehen ein hoher Platzbedarf und eine hohe Verweilzeit der Lösung und damit auch eine Foulinganfälligkeit. In vorherigen Arbeiten wurde gezeigt, dass die Grädigkeit des Reboilers einen großen Einfluss auf den Nettowirkungsgradverlust hat [9].

Der Vorgang des Wärmeübergangs ist in Abschnitt 3.2.2 beschrieben. Dabei wird die Lösung im Kettle verdampft und der aus der Überströmleitung zugeführte Dampf in den Rohren kondensiert. Weiteres zu Reboilern ist in [50] zu finden.

Der Kettle-Reboiler wird in den üblichen in EDR vorgegebenen Grenzen für solche Bauteile ausgelegt. Wesentliche Randbedingungen sind dabei das Material, die Rohrteilung, der Rohrdurchmesser, die Shell-Geometrie und die Rohrbündelgeometrie. Der Betrieb und auch die sich bei Teillast ändernde Grädigkeit können damit abgebildet werden. Insgesamt werden mehrere Reboiler, die parallel geschaltet sind, benötigt.

3.2.4 Pumpen

Die Lösungspumpen fördern die Lösung zwischen Absorber und Desorber. Es werden drei Lösungspumpen parallel geschaltet. Als Grundlage für das Kennfeld werden Daten aus [50] verwendet. Damit kann der Wirkungsgradverlauf über der Förderate korrekt wiedergegeben werden. Der innere Wirkungsgrad der Lösungspumpen sowie der übrigen Pumpen beträgt im Auslegungspunkt 80 %. Im Betrieb werden die Lösungspumpen mit abnehmender Last der Reihe nach abgeschaltet.

3.2.5 Gebläse

Das zur Überwindung des zusätzlichen Druckverlustes im Absorber und im Kopfwäscher vorgesehene Gebläse kann vor der Rauchgaskonditionierung, vor dem Absorber oder hinter dem Absorber positioniert werden. Je nach gewählter Position des Gebläses ergeben sich unterschiedliche Drücke vor dem Absorber, unterschiedliche Kühlbedarfe infolge der Druckanhebung und unterschiedliche zu för-

dernde Massenströme. Die Vor- und Nachteile der drei Positionierungen sind in Tabelle A.1 zusammengefasst. Die Gebläseposition nach dem Vorwäscher ist zwar energetisch leicht vorteilhaft, aufgrund der erhöhten Kühlleistung im Vorwäscher wird jedoch die Variante nach dem Absorber bevorzugt und im Folgenden als Referenz verwendet. Das Gebläse besitzt einen inneren Wirkungsgrad von 83 % und einen mechanischen Wirkungsgrad von 99,8 %. Das Verhalten bei Teillast wird wie beim Saugzuggebläse über ein Kennfeld abgebildet.

3.2.6 Kühlung

Aufgrund des Kühlbedarfs für die CO₂-Abtrennung und die CO₂-Verdichtung wird ein zusätzliches Kühlwassersystem vorgesehen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Kühlleistung für die PCC ca. 80 % des Kühlbedarfs des Referenzkraftwerks ohne PCC beträgt. Da sich die Kühlleistung im konventionellen Teil etwa halbiert, steigt der gesamte Kühlbedarf des Kraftwerks mit PCC verglichen mit dem Referenzkraftwerk ohne PCC um ca. 30 %. Aus diesem Grund wird ein separates Kühlsystem für die CO₂-Abtrennungsanlage und den CO₂-Verdichter vorgesehen. Die Randbedingungen für das zusätzliche Kühlsystem sind eine Kühlwassertemperatur von 19 °C, eine Aufwärmspanne von 11 K und ein Druckverlust von 2,7 bar der von den Pumpen überwunden werden muss [35]. Aufgrund des separaten Kühlsystems können sich das Kühlwasser des Kraftwerksprozesses und jenes für die PCC unterscheiden.

3.2.7 Lean Vapour Recompression

Als eine vielversprechende Modifikation wird die LVR betrachtet und als Variante zum Referenzprozess abgebildet. Dabei wird die arme Lösung aus dem Reboiler bei niedrigerem Druck in einem Flash-Verdampfer entspannt, der dabei entstehende gasförmige Strom wird verdichtet und zum Desorber zurückgeführt. Da dieser Dampfstrom einen Teil des Strippdampfes aus dem Reboiler ersetzen kann, lässt sich der Regenerationswärmebedarf absenken. Aufgrund der zusätzlichen Verdichtung steigt der elektrische Eigenbedarf an. Das Teillastverhalten des Verdichters wird mit Hilfe eines Kennfeldes implementiert [51]. Die Rückführung des Dampfstroms zum Desorber erfolgt mit einem Überdruck von 0,2 bar. Der polytrope Verdichterwirkungsgrad bei Vollast beträgt 80 %.

3.2.8 Validierung

Um das Stoffdatenmodell und die Modellierungsansätze zu überprüfen, wurde ein Modell der Aminwäschanlage Heilbronn erstellt und validiert [15]. Der spezifische Regenerationswärmebedarf und die Temperaturprofile im Absorber konnten in Abhängigkeit von der Last gut wiedergegeben werden. Der Betrieb der Anlage konnte mit der Simulation sehr gut abgebildet werden.

3.3 CO₂-Verdichtermodell

Die Druckerhöhung auf 110 bar wird mittels eines mehrstufigen Getriebeverdichters mit Zwischenkühlung realisiert. Der Gesamtverdichter setzt sich aus parallel geschalteten Einzelverdichtersträngen zusammen.

3.3.1 Einzelverdichterstrang

In dieser Arbeit wird die Verdichtung des CO₂ mit einem aus sechs Stufen bestehenden CO₂-Verdichter betrachtet, wobei die erste Stufe eine Leitschaufelverstellung besitzt. Die Leitschaufelverstellung ist eine effektive Möglichkeit, um einen größeren Betriebsbereich zu erreichen. Diese Konfiguration verspricht zudem einen niedrigen Energiebedarf, um das erforderliche Druckverhältnis zu erreichen. In Abbildung 3.3 ist die Verdichterkonfiguration des sechsstufigen CO₂-Verdichters mit Zwischenkühlern, Molsieb zur Trocknung und Nachkühlung dargestellt.

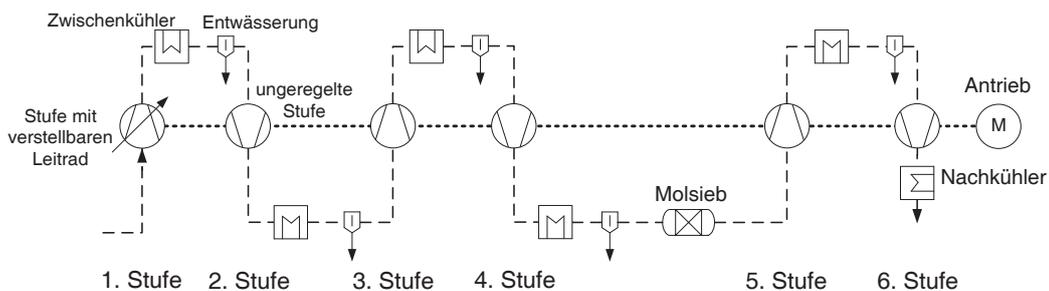


Abbildung 3.3: Vereinfachtes Schema des Verdichterstranges

Um den Betrieb des CO₂-Verdichters bei Teillast korrekt abzubilden, wird für die erste Stufe das in Abbildung A.1 dargestellte Kennfeld, welches auf dem Kennfeld eines CO₂-Verdichters mit Leitschaufelverstellung [51] basiert, implementiert. Die restlichen Stufen sind ohne Leitschaufelverstellung ausgeführt.

Der polytrope Wirkungsgrad der Stufe mit Leitschaufelverstellung sinkt von 85 % im Auslegungspunkt auf 68 % bei der minimal auftretenden Förderrate und einem konstanten Verdichtungsverhältnis.

In Tabelle 3.2 sind für die einzelnen Stufen die polytropen Wirkungsgrade, die Druckverluste der Zwischenkühler und die Druckverhältnisse aufgeführt. Der mechanische Wirkungsgrad der Stufen beträgt 99 %. Als Antrieb dient ein Elektromotor mit einem elektrischen Wirkungsgrad von 97 % und einem mechanischen Wirkungsgrad von 99,8 %.

Der polytrope Wirkungsgrad der ersten Stufe beträgt 85 %. In den folgenden Stufen findet jeweils eine Abwertung des Wirkungsgrades von einem Prozentpunkt statt, um die relativ steigenden Spaltverluste zu berücksichtigen. Beim Druckverlust der Zwischenkühler wird ein linearer Anstieg angenommen. Für den gesamten CO₂-Verdichterstrang ergibt sich ein Gesamtdruckverhältnis von 55. Ein gleichbleibendes Druckverhältnis über alle Stufen ist aufgrund der Rotordynamik von mehrstufigen Getriebeverdichtern nicht möglich. Daher wird von Stufe zu Stufe eine Abnahme des Druckverhältnisses von 2 % angesetzt.

Tabelle 3.2: Polytroper Wirkungsgrad, Druckverlust der Zwischenkühler und Nenndruckverhältnis der einzelnen Stufen des CO₂-Verdichters

Größe	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5	Stufe 6
Pol. Wirkungsgrad in %	85	84	83	82	81	80
Druckverlust je Kühler in mbar	20	40	60	80	100	120
Nenndruckverhältnis	2,051	2,010	1,970	1,939	1,892	1,854

In Abbildung 3.4 ist das Gesamtkennfeld eines sechsstufigen Getriebeverdichterstranges dargestellt. Es zeigt für ein konstantes normiertes Druckverhältnis (Druckverhältnis des Verdichterstranges im Betriebspunkt bezogen auf das Druckverhältnis im Auslegungspunkt), von 1 einen Volumenstrom-Betriebsbereich von 69 % bis 103 %. Dieser Betriebsbereich verringert sich durch einen Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze weiter.

Bei einem Volumenstrom unterhalb der Pumpgrenze kann der CO₂-Verdichter im Bypassbetrieb gefahren werden. Dabei wird der Volumenstrom am Eintritt des

CO₂-Verdichters erhöht, indem ein Teil des Stroms nach der Verdichtung entspannt und zum Eintritt zurückgeführt wird. Durch diese Maßnahme kann der Betriebsbereich erweitert werden, allerdings steigt der Energiebedarf stark an. In Abbildung 3.5 sind die elektrische Leistung und der Kühlbedarf, jeweils bezogen auf den Nennpunkt, dargestellt. Durch den Bypassbetrieb unterhalb der Pumpgrenze steigt der spezifische elektrische Bedarf bei einem Volumenstrom von 40 % auf das Doppelte an.

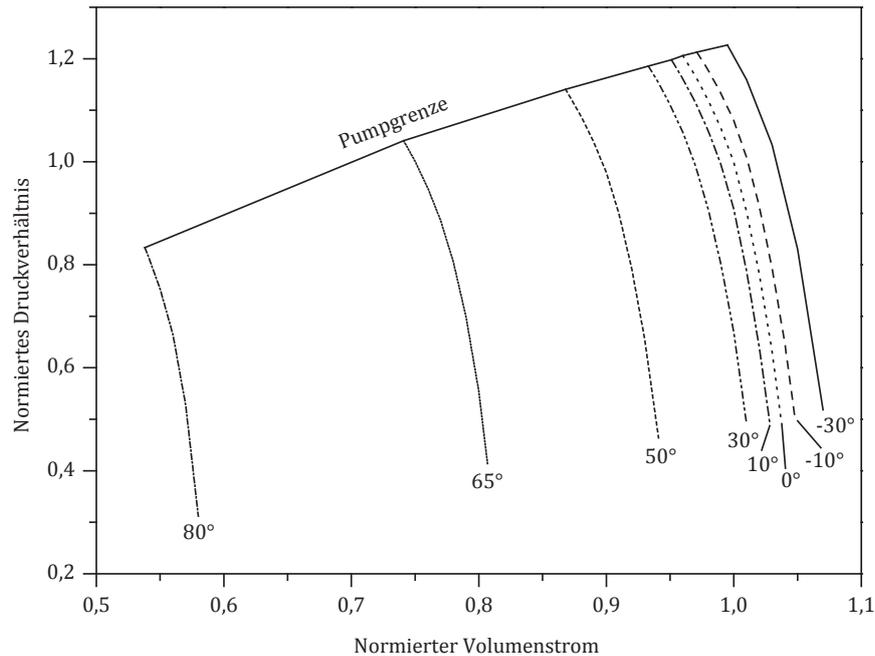


Abbildung 3.4: Gesamtkennfeld des sechsstufigen Getriebeverdichters mit Leitschaufelverstellung (Angaben in der Abbildung in °) in der ersten Stufe

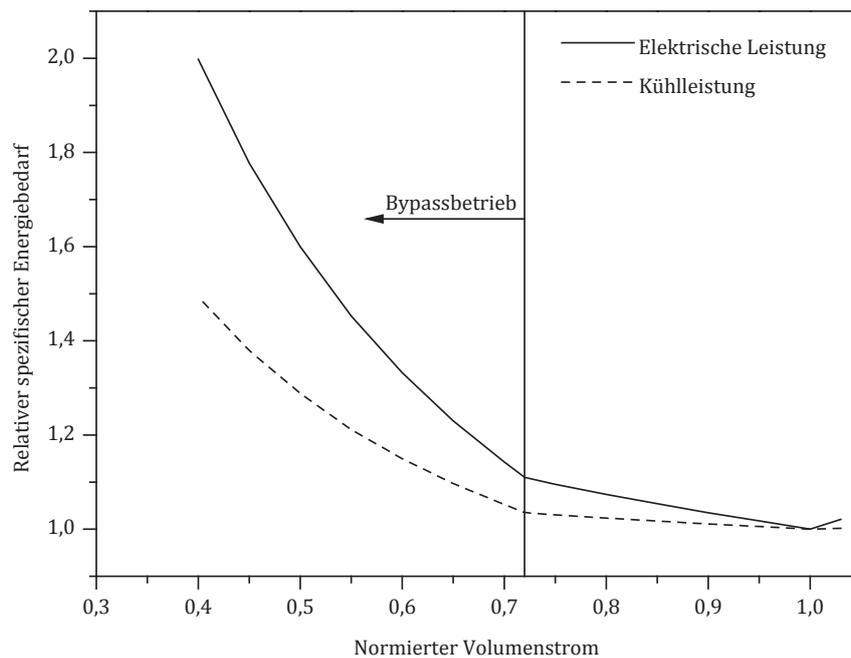


Abbildung 3.5: Relative spezifische Energiebedarfe eines sechsstufigen Getriebeverdichters mit Leitschaufelverstellung in Abhängigkeit vom Volumenstrom

3.3.2 Gesamtverdichter

Um den nicht effizienten Bypassbetrieb zu vermeiden, werden mehrere Verdichterstränge parallel geschaltet, von denen einer bei einer Veränderung der Beaufschlagung ab- bzw. zugeschaltet wird. Es wird davon ausgegangen, dass je nach Last zwei bis vier baugleiche Verdichter parallel geschaltet werden. Diese Verdichterstränge werden jeweils in gleicher Weise beaufschlagt.

Die parallele Schaltung von zwei Verdichtersträngen weist im Bereich von 50 % und 70 % Last einen stark erhöhten spezifischen Energiebedarf auf, da sich in diesem Bereich die Verdichterstränge im Bypassbetrieb befinden. Aus diesem Grund würde sich der Nettowirkungsgradverlust des Gesamtverdichters bei z. B. 60 % Last um bis zu 6,5 % erhöhen. Um diesen negativen Einfluss auf den Gesamtprozess zu verhindern, werden in den Untersuchungen jeweils vier parallele Verdichterstränge verwendet.

In Abbildung 3.6 ist der Arbeitsbereich des viersträngigen CO₂-Verdichters dargestellt. Bei dem minimalen Eintrittsdruck von 1,5 bar ist eine Verdichtung nur bis zu einem minimalen Massenstrom von 70 % möglich. Bei den bei niedrigeren Eintrittsdrücken auftretenden Betriebslücken wird mit Hilfe des Bypassbetriebs ein

kontinuierlicher Betrieb gewährleistet. Bei dem Eintrittsdruck von 2 bar ergibt sich eine kleine Betriebslücke zwischen 51,5 % und 52,5 %. Das Kennfeld eines einzelnen Verdichterstranges liegt im Bereich von 18 % bis 26 % des Gesamtmassestroms. Mit Hilfe dieses Arbeitsbereiches werden die Verdichterstränge entsprechend geschaltet, um eine hohe Effizienz zu erreichen.

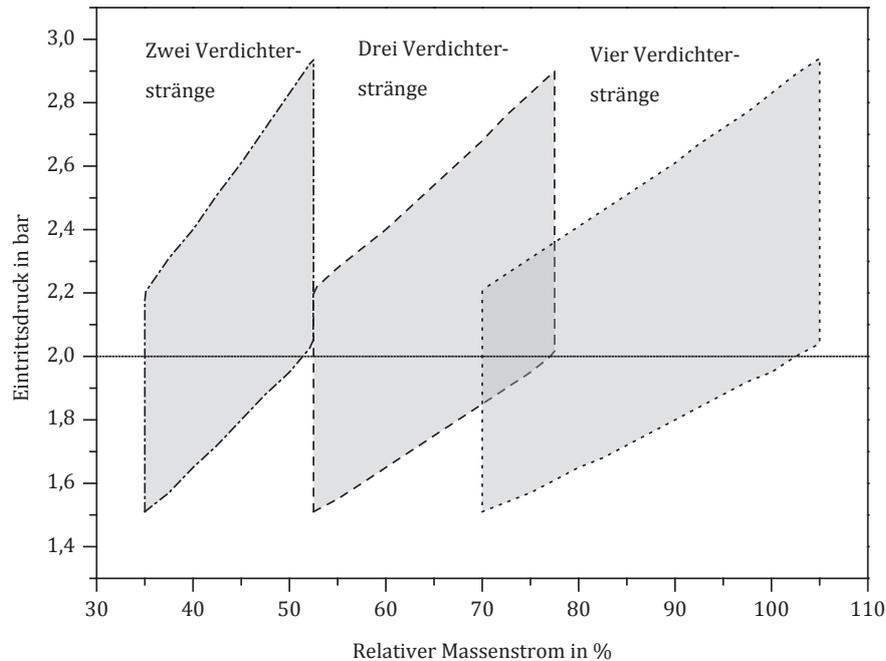


Abbildung 3.6: Darstellung des Arbeitsbereiches des CO₂-Verdichters in Form des minimalen und maximalen Eintrittsdrucks in Abhängigkeit vom relativen Massenstrom für verschiedene Anzahlen beaufschlagter Verdichterstränge

4 ANALYSE DES KONVENTIONELLEN STEINKOHLEBEFEUERTEN DAMPFKRAFTWERKS

Um die Auswirkungen der PCC auf den Kraftwerksprozess bei Teillast zu untersuchen, wird zuerst der konventionelle Kraftwerksprozess ohne PCC analysiert und das Teillastverhalten diskutiert. Besondere Berücksichtigung findet dabei die Untersuchung des Verhaltens der Schnittstellengrößen mit der PCC.

4.1 Analyse des Teillastverhaltens

Eine wesentliche Größe zur Beurteilung der Güte des Kraftwerksprozesses ist der Blockwirkungsgrad, der gemäß VDI-Richtlinie 3986 bestimmt wird [52].

In Abbildung 4.1 sind der Brutto- und Nettowirkungsgrad in Abhängigkeit von der Last sowie der auf die elektrische Bruttoleistung bezogene elektrische Eigenbedarf dargestellt.

Der Bruttowirkungsgrad sinkt aufgrund eines reduzierten Dampferzeugerwirkungsgrades und eines geringeren thermischen Wirkungsgrades des Wasserdampfkreislaufs. Die wesentlichen Effekte lassen sich in wirkungsgradmindernd und -steigernd unterscheiden.

Die folgenden Effekte reduzieren den Bruttowirkungsgrad bei Teillast im Gegensatz zur Auslegung:

- Reduzierte Dampfparameter
- Erhöhter Luftüberschuss
- Erhöhte Kaltluftmenge (geringere Luvo-Beaufschlagung)
- Geringere Wirkungsgrade der Dampfturbinen

Folgende Effekte wirken dem entgegen:

- Niedrigerer Kondensatordruck
- Geringere Grädigkeit in den Vorwärmern
- Geringere Rauchgasaustrittstemperatur
- Geringere Austrittsverluste der ND-Turbine

Der Nettowirkungsgrad sinkt ebenfalls mit abnehmender Last. Dabei ist dieser im Vergleich zum Bruttowirkungsgrad zusätzlich vom elektrischen Eigenbedarf beeinflusst. Der Anteil des elektrischen Eigenbedarfs zeigt ein Minimum im mittleren Lastbereich, wodurch der Nettowirkungsgrad in diesem Bereich etwas geringer abfällt als der Bruttowirkungsgrad.

Der elektrische Eigenbedarf zeigt dieses Verhalten aufgrund des Verhaltens der Strömungsmaschinen und der rauchgasseitigen und wasserdampfseitigen Druckverluste. Bei Teillast nimmt der Druckverlust, der bei der Förderung überwunden werden muss, ab (siehe 3.1.4). Die Wirkungsgrade der Gebläse und Pumpen nehmen mit abnehmender Last ab. Dieses Zusammenspiel hat ein Minimum des Eigenbedarfs zur Folge, da der Vorteil des niedrigeren Druckverlustes am Anfang der Lastabsenkung den Nachteil des schlechteren Wirkungsgrades überwiegt. Dieser Zusammenhang kehrt sich bei weiter abnehmender Last um, weil die Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen stärker sinken als der Vorteil durch die abnehmenden Druckverluste ansteigt.

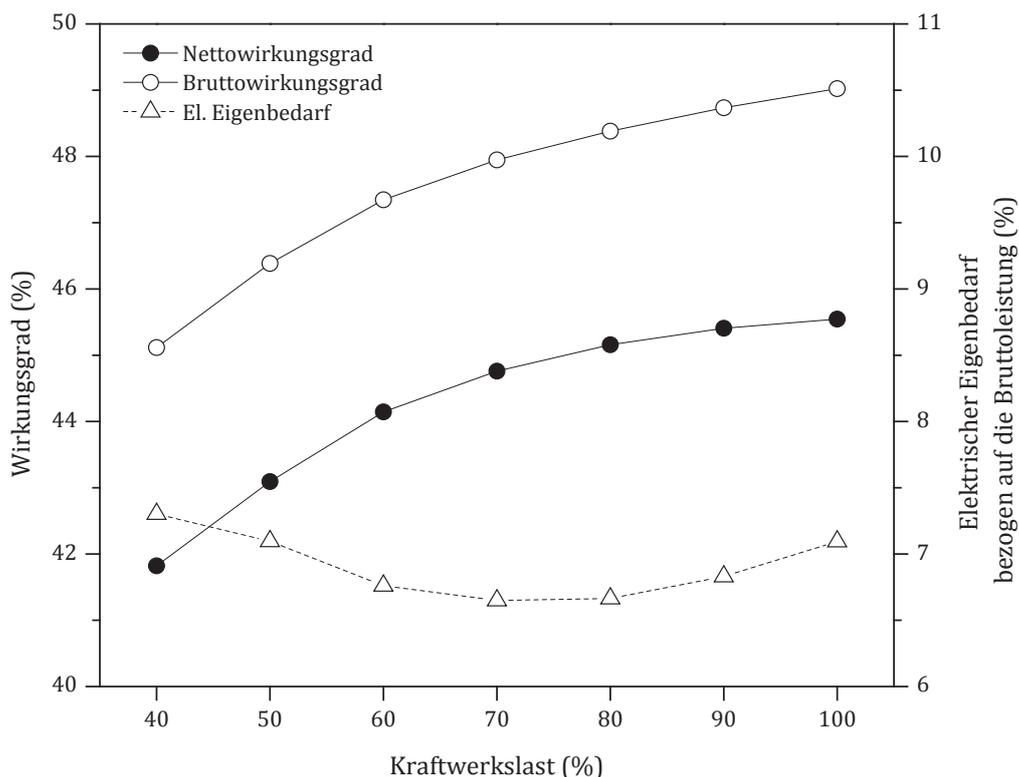


Abbildung 4.1: Netto- und Bruttowirkungsgrad sowie auf die Bruttoleistung bezogener elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit von der Last

Unter Anwendung der in 1.4 beschriebenen Szenarien ergeben sich für das konventionelle Dampfkraftwerk die in Tabelle 4.1 dargestellten durchschnittlichen Wirkungsgrade. Der durchschnittliche Wirkungsgrad ist für das Szenario Zukunft geringer, da das Kraftwerk vermehrt bei Teillast betrieben wird.

Tabelle 4.1: Durchschnittliche Nettowirkungsgrade des konventionellen steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerks für die drei Szenarien

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
44,28	45,09	44,36

In Tabelle 4.2 sind die Brutto- und Nettoleistungen des Kraftwerks für verschiedene Lasten aufgetragen.

Tabelle 4.2: Brutto- und Nettoleistung des DKWs

	100 %	90 %	80 %	70 %	60 %	50 %	40 %
Nettoleistung (MW)	600,0	536,9	473,9	411,0	348,1	284,4	221,5
Bruttoleistung (MW)	516,2	462,0	407,0	350,0	293,6	237,1	181,6

In Abbildung 4.2 ist der absolute elektrische Eigenbedarf der einzelnen Aggregate in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Der größte Verbraucher ist die elektrisch angetriebene Speisewasserpumpe. Unter den sonstigen Pumpen wurden die Kühlwasserpumpe, die Hauptkondensatpumpe und andere Pumpen zusammengefasst. Die Kühlwasserpumpe hat dabei den größten Anteil und die Leistung ist bei Teillast auch nicht reduziert, da der geförderte Kühlwassermassenstrom konstant gehalten wird. Unter Gebläse sind das Frischluftgebläse, das Mühlenluftgebläse und der Saugzug zusammengefasst. Die Aggregate der Rauchgasreinigung umfassen die DeNO_x-Anlage, das E-Filter und die REA. Die sonstigen Eigenbedarfe setzen sich aus dem Eigenbedarf der Mühlen, dem Bedarf für die Bekohlung und Trafo- bzw. sonstige Bedarfe zusammen.

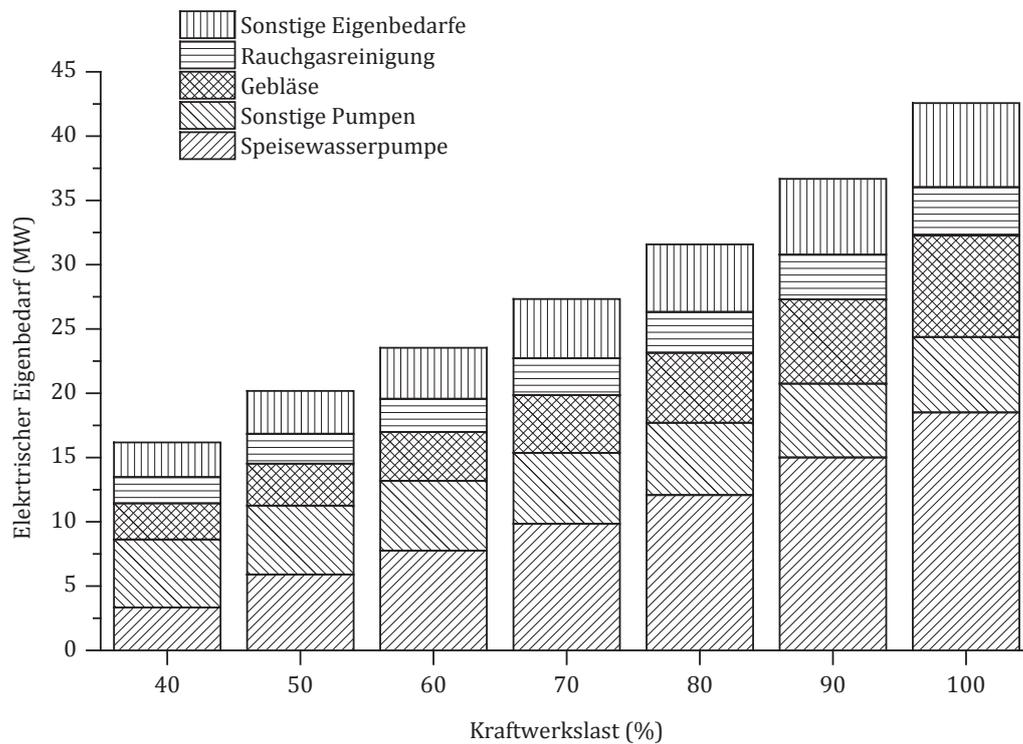


Abbildung 4.2: Aufteilung des elektrischen Eigenbedarfs des konventionellen Kraftwerks auf die verschiedenen Komponenten

4.2 Auswirkungen des Teillastbetriebs auf die PCC

Beim Teillastbetrieb des Kraftwerks ändern sich auch die Schnittstellengrößen zwischen Dampfkraftprozess und PCC. Dabei handelt es sich um den eintretenden Rauchgasmassenstrom und die Integration in den Wasserdampfkreislauf.

In Abbildung 4.3 sind der Rauchgasmassenstrom und der CO_2 -Anteil im Rauchgas in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Der CO_2 -Anteil nimmt mit sinkender Last aufgrund des zunehmenden Luftüberschusses bei der Verbrennung im Dampferzeuger ab. Dadurch verringert sich die Gleichgewichtsbeladung der Lösung [46]. Der Rauchgasvolumenstrom hinter der REA sinkt bei 40 % Last auf 52 % des Vollastvolumenstroms. Der CO_2 -Massenstrom sinkt von 116,8 kg/s bei Vollast auf 46,4 kg/s bei 40 % Last.

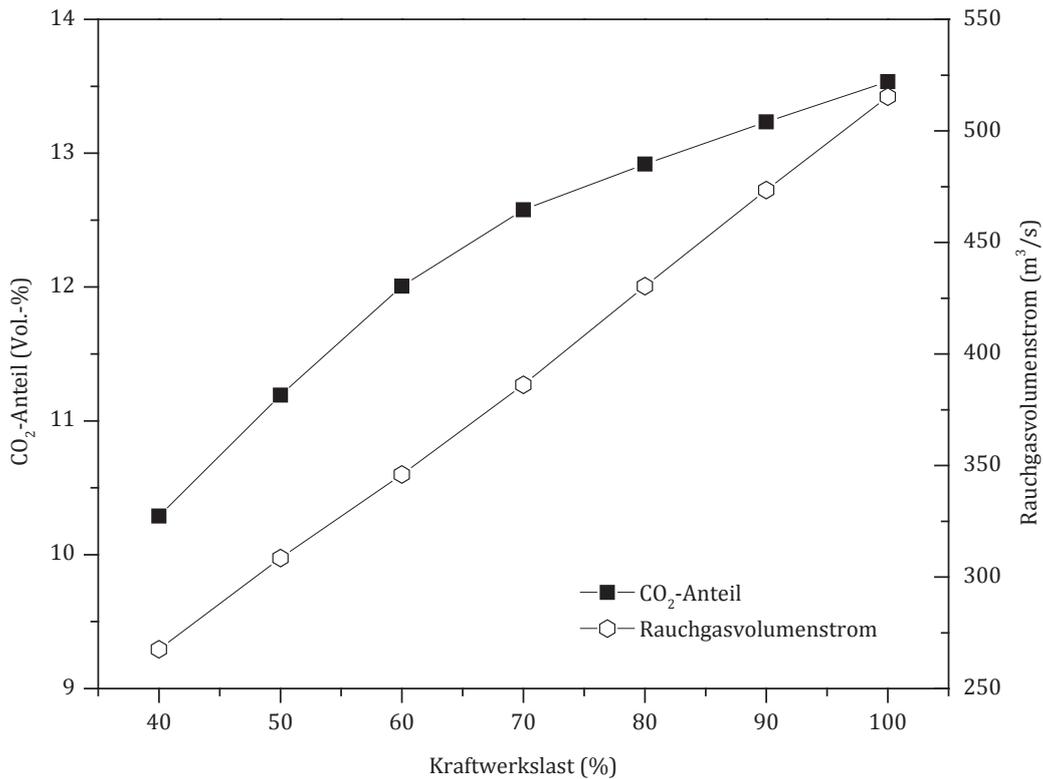


Abbildung 4.3: CO₂-Anteil im Rauchgas und Rauchgasvolumenstrom des konventionellen Kraftwerks in Abhängigkeit von der Last

Die Rauchgastemperatur hinter REA sinkt von 48,9 °C bei Vollast auf 44,4 °C bei 40 % Last.

Die Dampfentnahme ist eine weitere wesentliche Kopplungsstelle zwischen PCC und Kraftwerk. Der Druck in der Überströmleitung zwischen MD- und ND-Turbine nimmt aufgrund des Dampfkegelgesetzes ab. Bei Vollast beträgt er entsprechend der Auslegung 5,5 bar und bei 40 % beträgt er 2,1 bar. Der Massenstrom reduziert sich an dieser Stelle von 307,3 kg/s bei Vollast auf 120,7 kg/s bei 40 % Last und somit auf 39,2 %. Der Massenstrom ist im Vergleich zum Frischdampfmassenstrom, der bei 40 % Last 36 % beträgt, relativ erhöht, da mehr Speisewasser im Mühlenluftwärmeübertrager vorgewärmt werden kann und somit die HD-Vorwärmer entlastet werden. Der überhitzte Dampf in der Überströmleitung besitzt mit einer Temperatur von 274,7 °C bei Vollast eine Überhitzung von 120 K und mit einer Temperatur von 262,9 °C bei 40 % Last eine Überhitzung von 141 K. Bei Teillast hat der Dampf an dieser Stelle somit eine größere Überhitzung.

Das Temperaturniveau des Speisewassers vor dem Speisewasserbehälter liegt bei Vollast bei 152 °C und reduziert sich aufgrund der reduzierten Anzapfdrücke bei 40 % Last auf 123 °C. Dieses Temperaturniveau ist wichtig, um eine optimale Rückführung des Kondensats aus dem Reboiler zu gewährleisten.

4.3 Einfluss der Kohlesorte

Der Brennstoff besitzt einen erheblichen Einfluss auf die Rauchgaszusammensetzung und die Rauchgasmenge. In Tabelle A.2 sind die Eigenschaften verschiedener Kohlesorten dargestellt. Neben der Referenzkohle aus Südafrika sind eine Kohle aus den USA, eine Kohle aus Russland und eine aus Indonesien aufgeführt, um ein mögliches Kohleband abzudecken. Die Kohle aus den USA besitzt einen hohen Gehalt an Kohlenstoff, die aus Indonesien hat einen sehr hohen Wasseranteil.

In Tabelle 4.3 sind die Rauchgaszusammensetzungen, Rauchgasmassenströme und Nettowirkungsgrade bei Verwendung der unterschiedlichen Kohlesorten aufgeführt. Der Nettowirkungsgrad ist für die Referenzkohle am größten. Der Nettowirkungsgrad für die USA-Kohle ist aufgrund einer höheren Kaltluftmenge zum Einhalten der Sichtertemperatur geringfügig niedriger. Die Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Luvo ist in diesem Fall auch leicht erhöht. Eine Gegenmaßnahme wäre in diesem Fall, die Grädigkeit im Mühlenluftwärmeübertrager zu senken und damit den Einfluss der Luftmengen zu reduzieren. Die Kohle aus Russland hat aufgrund des im Vergleich zum Referenzfall um 7 % höheren Rauchgasmassenstroms einen erhöhten Rauchgasverlust. Bei dieser Kohle kann die Sichtertemperatur nicht gehalten werden, da die Wärmemenge der Heißluft nicht ausreicht. Bei der Kohle aus Indonesien sind aufgrund des hohen Wassergehalts mehrere Maßnahmen zu treffen. Der Mühlenluftwärmeübertrager wird umfahren und die Luftmenge zur Mühle angehoben, um mehr Wärme zur Trocknung zur Verfügung zu stellen. Trotz dieser Maßnahmen ist die Sichtertemperatur reduziert und es wird eine geringere Endfeuchte der Kohle erreicht.



4.3 Einfluss der Kohlesorte

Tabelle 4.3: Ergebnisse für unterschiedliche Kohlesorten

		Südafrika (Referenz)	USA	Russland	Indonesien
RG-Massenstrom	kg/s	573,4	579,2	615,0	592,5
N ₂ -Anteil	Ma-%	67,6	68,1	67,8	66,6
CO ₂ -Anteil	Ma-%	20,4	19,2	19,7	19,4
O ₂ -Anteil	Ma-%	3,8	3,9	3,8	3,8
H ₂ O-Anteil	Ma-%	6,8	7,5	7,5	8,9
Nettowirkungsgrad	%	45,55	45,45	45,33	45,32



5 ANALYSE DER POST-COMBUSTION CO₂-ABTRENNUNG

In diesem Abschnitt wird das Kraftwerk mit PCC analysiert. Dazu wird zunächst die Auslegung der PCC durchgeführt und untersucht. Anschließend werden die Einflüsse verschiedener Randbedingungen auf den Gesamtprozess bei Volllast und bei Teillast analysiert.

5.1 Auslegung der PCC für den Referenzfall

Um das Verhalten der PCC bei Teillast zu untersuchen, ist eine Auslegung der Komponenten des Prozesses bei Volllast notwendig. Als Referenz wird die Kohle aus Südafrika verwendet. Der Auslegungspunkt wird so gewählt, dass ein möglichst geringer Nettowirkungsgradverlust auftritt. Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, wird die PCC zweistraßig ausgeführt, da der Durchmesser des Absorbers für eine einstraßige Ausführung mit über 18 m zu groß ist [31].

Die Höhe der Packung im Absorber wird auf 15 m festgelegt. Diese Packungshöhe ist für Lösungsmittel wie MEA z. B. in [14] untersucht. Oberhalb von 15 m zeigt sich keine gravierende Verringerung des Wärmebedarfs und des Nettowirkungsgradverlustes. Trotz des Anstiegs des Druckverlustes bei abnehmendem spezifischen Wärmebedarf zeigt sich kein Minimum im Nettowirkungsgradverlust. Die Packungshöhe im Desorber wird auf 10 m festgelegt. Bei dieser Packungshöhe zeigt sich ein lineares Temperaturprofil, das für einen optimal betriebenen Desorber spricht [53].

In Abbildung 5.1 sind die Ergebnisse der PCC-Auslegung dargestellt. Der spezifische Wärmebedarf weist ebenso wie der Kühlbedarf ein Minimum bei einem L/G-Verhältnis von 2,9 auf. Der spezifische elektrische Eigenbedarf steigt von 50,7 kJ/kg CO₂ bei einem L/G-Verhältnis von 2,3 auf 73,4 kJ/kg CO₂ bei einem L/G-Verhältnis von 6,2.

Die Minima des Wärme- und Kühlbedarfs werden verursacht durch die Zunahme am Wärmebedarf bei hohen L/G-Verhältnissen, um die Lösung auf Desorbertemperatur zu bringen (sensible Wärme), und einen hohen Bedarf an Stripddampf bei niedrigen L/G-Verhältnis, um einen geringen CO₂-Partialdruck zu erzeugen (Verdampfungsenthalpie des Wassers), siehe hierzu Abschnitt 2.2.4. Das Minimum im spezifischen Wärmebedarf liegt bei 3,46 MJ/kg CO₂. Die Reboilertemperatur be-

trägt in diesem Fall 120,8 °C. Der erhöhte Kühlbedarf ist hauptsächlich auf den Aufwand zur Kühlung des Rauchgases zurückzuführen.

Der Anstieg im spezifischen elektrischen Eigenbedarf mit zunehmendem L/G-Verhältnis ist auf den höheren Bedarf der Lösungspumpen zurückzuführen. Da der Absorberdurchmesser jeweils dem erhöhten Lösungsumlauf angepasst wird und infolgedessen von 13,3 m auf 15,1 m zunimmt, bleibt sein rauchgasseitiger Druckverlust annähernd konstant, siehe Abschnitt 3.2.1. Bei sehr hohen L/G-Verhältnissen steigt der rauchgasseitige Druckverlust im Absorber trotzdem leicht an, weshalb im Verlauf ein zusätzlicher Anstieg zu erkennen ist.

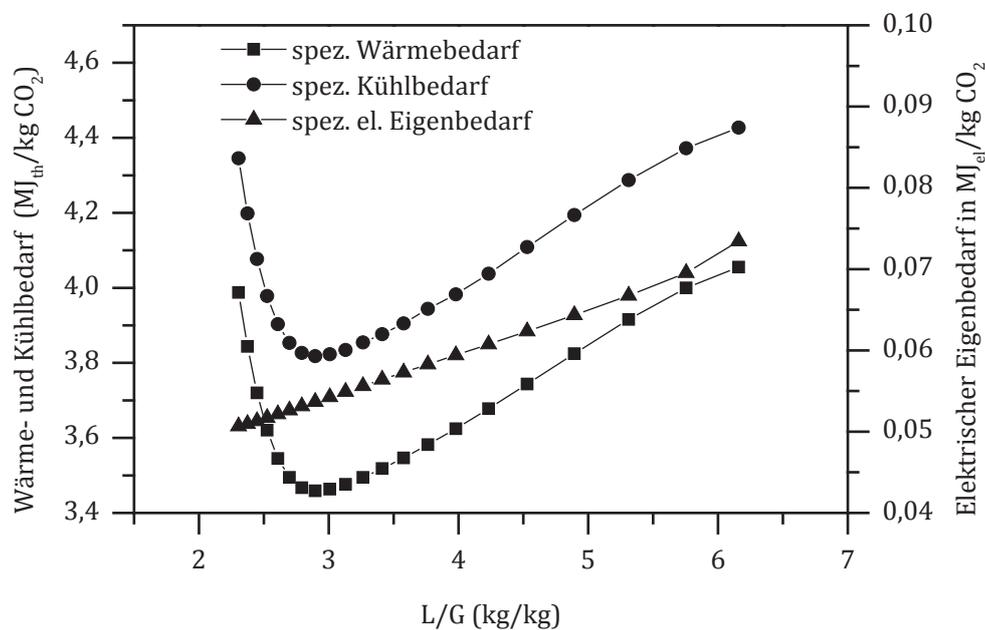


Abbildung 5.1: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für die jeweils angepasste Auslegung der PCC

In Abbildung 5.2 ist der Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis aufgetragen. Der Nettowirkungsgradverlust weist ein Minimum von 10,1 %-Pkt. bei einem L/G-Verhältnis von 2,9 auf. Der Verlauf wird maßgeblich vom spezifischen Wärmebedarf (Abbildung 5.1) beeinflusst. Das Minimum des spezifischen Wärmebedarfs stimmt mit dem Minimum des Nettowirkungsgradverlustes überein. Der Vorteil von geringeren Reboilertemperaturen bei höheren L/G-Verhältnissen wird durch den höheren spezifischen Wärmebedarf überkompensiert bzw. kann in diesem Fall nicht genutzt werden, da der Druck an der Entnah-

mestelle dann durch den maximalen Austrittsvolumenstrom aus dem MD-Teil der Dampfturbine begrenzt ist.

Im Minimum beträgt der Nettowirkungsgradverlust infolge der Dampfauskopplung 6,7 %-Pkt., infolge des CO₂-Verdichters 2,6 %-Pkt., infolge des elektrischen Eigenbedarfs der PCC 0,5 %-Pkt. und infolge des zusätzlichen Kühlaufwands 0,3 %-Pkt.. Der Anteil der Dampfauskopplung beträgt somit zwei Drittel des Gesamtverlustes.

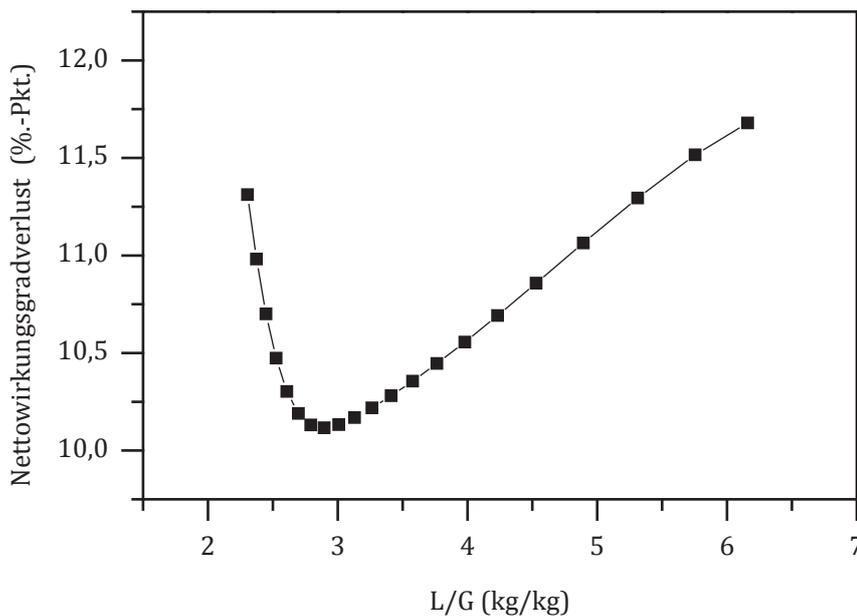


Abbildung 5.2: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für die jeweils angepasste Auslegung der PCC

Als Referenz wird der Fall mit dem minimalen Nettowirkungsgradverlust bei einem L/G-Verhältnis von 2,9 verwendet. Der Absorber hat einen Durchmesser von 13,6 m. Die reiche Beladung beträgt 94,8 % der Gleichgewichtsbeladung. Dieses Ergebnis stimmt auch mit [54] und [9] überein und stellt eine reiche Beladung für ökonomisch vertretbare Packungshöhen dar. Der Desorber hat einen Durchmesser von 7,9 m. Der RLHX benötigt eine effektive Wärmeübertragerfläche von 5844,5 m², die auf zwei parallel geschaltete Wärmeübertrager aufgeteilt werden. Zur Bereitstellung des Wärmebedarfs werden vier Kettle-Reboiler parallel betrieben, die insgesamt eine effektive Wärmeübertragerfläche von 5419,8 m² besitzen. Der CO₂-Verdichter wird aus den beiden Strängen der Abtrennungsanlage mit einem Gesamt-CO₂-Massenstrom von 105,1 kg/s beaufschlagt, hat eine Verdichtung

von 2 bar auf 110 bar zu bewerkstelligen und ist viersträngig ausgeführt. Alle Komponenten der PCC und des Kraftwerks werden für den Betriebspunkt bei einem L/G-Verhältnis von 2,9 und dem Betrieb bei Volllast ausgelegt.

5.2 Einfluss wesentlicher Randbedingungen

Nachfolgend wird der Einfluss der wesentlichen Randbedingungen Grädigkeit des RLHX, Grädigkeit im Reboiler, Druckverlust zwischen Reboiler und Dampfentnahmestelle in der Überströmleitung, Verbrennungsluftverhältnis und Kohlesorte untersucht. Die Grädigkeit des RLHX beeinflusst den spezifischen Wärmebedarf. Die Grädigkeit im Reboiler und der Druckverlust zwischen Reboiler und Entnahmestelle beeinflussen den Entnahmedruck. Das Verbrennungsluftverhältnis und die Kohlesorte beeinflussen den CO₂-Partialdruck im Rauchgas sowie die CO₂-Menge, die abgetrennt werden muss. Die PCC wird in diesen Untersuchungen mit jeweils angepasster Auslegung betrachtet.

5.2.1 Grädigkeit im RLHX

Einen großen Einfluss auf den spezifischen Regenerationswärmebedarf hat die Grädigkeit im RLHX. Diese beträgt im Referenzfall 10 K. Eine geringere Grädigkeit reduziert den Wärmebedarf im Reboiler, da die Lösung schon mit höherer Temperatur in den Desorber eintritt.

In der Literatur wird häufig auch eine Grädigkeit von 5 K zugrunde gelegt. Die Ergebnisse für eine Grädigkeit von 5 K im RLHX sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Wie im Referenzfall zeigen sowohl der spezifische Wärmebedarf als auch der Nettowirkungsgradverlust ein Minimum.

Der minimale spezifische Wärmebedarf wird im Vergleich zum Referenzfall um 3 % von 3,46 MJ/kg CO₂ auf 3,35 MJ/kg CO₂ reduziert. Das L/G-Verhältnis erhöht sich dabei von 2,9 auf 3,1. Der Verlauf ist flacher und das Minimum nicht so signifikant wie im Referenzfall. Die Ursache hierfür ist darin begründet, dass die Eintrittstemperatur in den Desorber höher ist. Damit wird im Desorber weniger sensible Wärme zur Aufheizung benötigt, wodurch sich der optimale Betriebspunkt zu einer geringeren Desorption (höhere arme Beladung und höheres L/G-Verhältnis) verschiebt.

Der minimale Nettowirkungsgradverlust nimmt dabei von 10,1 %-Pkt. im Referenzfall auf 9,9 %-Pkt. ab. Das optimale L/G-Verhältnis beträgt 3,0 und ist damit leicht niedriger als das für den minimalen spezifischen Wärmebedarf. Diese leicht

unterschiedliche Lage des L/G-Verhältnisses ergibt sich aufgrund der Druckhaltung in der MD/ND-Überströmleitung, um den Austrittsvolumenstrom der MD-Turbine zu begrenzen. Der überschüssige Druck wird in der Drossel vor dem Reboiler abgebaut. Aufgrund des etwas geringeren elektrischen Eigenbedarfs bei dem geringeren L/G-Verhältnis liegt in diesem Fall das Minimum trotz höherer Reboilertemperatur bei einem geringeren L/G-Verhältnis.

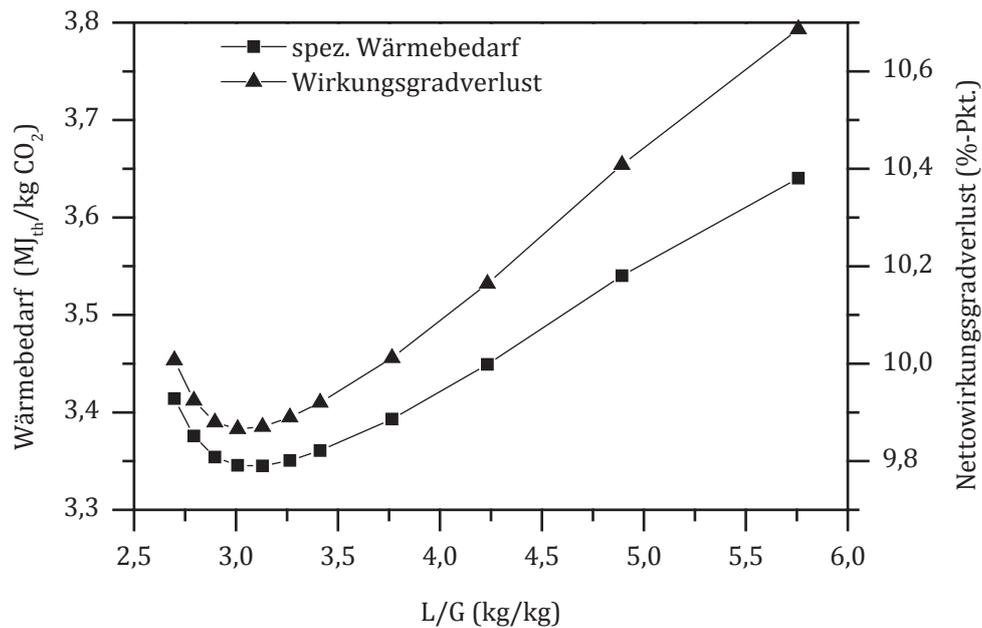


Abbildung 5.3: Spezifischer Wärmebedarf und Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für eine Grädigkeit von 5 K im RLHX

5.2.2 Grädigkeit im Reboiler

Die Reduktion der Grädigkeit im Reboiler wird in der Literatur als Maßnahme zur Verbesserung des Prozessverhaltens gesehen. Im Referenzfall wird diese auf 10 K festgelegt. Als Variante wird nachfolgend eine Grädigkeit von 5 K untersucht.

Aufgrund der Druckhaltung zur Begrenzung des MD-Turbinen-Austrittsvolumenstroms ist mit einer Reduktion der Grädigkeit im Reboiler keine signifikante Verbesserung zu erreichen. Der Druck zur Einhaltung des maximalen MD-Turbinen-Austrittsvolumenstroms liegt bei 3,5 bar und der benötigte Druck für eine Grädigkeit von 5 K im Reboiler bei 2,4 bar. Leichte Unterschiede im Nettowirkungsgradverlust entstehen durch eine unterschiedliche Überhitzung des Dampfes hinter der Drossel.

Erst ab einer Grädigkeit im Reboiler von 14,3 K ist der benötigte Dampfdruck für den Reboiler an der Entnahmestelle höher als der notwendige Druck zum Schutz der MD-Turbine gegen einen zu hohen Austrittsvolumenstrom. Die zusätzliche Druckanhebung für den Reboiler verursacht somit erst bei Grädigkeiten von mehr als 14,3 K einen höheren Nettowirkungsgradverlust.

5.2.3 Druckverlust zwischen Entnahmestelle und Reboiler

Der Druckverlust zwischen der Dampfenentnahmestelle in der Überströmleitung und dem Reboiler bestimmt, wie auch die Grädigkeit des Reboilers, das notwendige Dampfdruckniveau an der Entnahmestelle. Der Referenzwert liegt bei einem Druckverlust von 0,3 bar. Wegen der Druckanhebung zum Schutz der MD-Turbine zeigt eine Erhöhung des Druckverlustes auf 0,6 bar keinen Einfluss auf den Nettowirkungsgradverlust. Der Druckabbau über die Drossel vor dem Reboiler wäre in einem solchen Fall geringer.

Ab einem Druckverlust von 0,7 bar wird dieser Effekt relevant für den Nettowirkungsgradverlust. Bei einem Druckverlust von 0,9 bar steigt der minimale Nettowirkungsgradverlust bei demselben L/G-Verhältnis wie im Referenzfall um 0,2 %-Pkt. auf 10,3 %-Pkt. an.

5.2.4 Verbrennungsluftverhältnis

Bei der Untersuchung des Einflusses des Verbrennungsluftverhältnisses wird das Kraftwerk für jeden Luftüberschuss neu auf die im Referenzfall verwendete elektrische Bruttoleistung von 600 MW ausgelegt. Damit unterscheidet sich die Feuerungswärmeleistung bei dieser Untersuchung vom Referenzfall. Das Verbrennungsluftverhältnis in der Feuerung beeinflusst zum einen den CO₂-Anteil im Rauchgas und zum anderen den Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses. Bei einem höheren Verbrennungsluftverhältnis sinkt der CO₂-Anteil und der Rauchgasmassenstrom steigt an. Der Wirkungsgrad des Kraftwerks sinkt aufgrund der höheren Rauchgasverluste. Dadurch steigt der eingesetzte Kohlemassenstrom und es wird trotz geringerer CO₂-Konzentration ein größerer CO₂-Massenstrom freigesetzt.

In Abbildung 5.4 sind der spezifische Wärmebedarf und der Nettowirkungsgradverlust für ein Verbrennungsluftverhältnis von 1,2 dargestellt. Der minimale spezifische Wärmebedarf beträgt 3,47 MJ/kg CO₂ bei einem L/G-Verhältnis von 2,8. Der spezifische Wärmebedarf ist somit gegenüber dem Referenzfall nur leicht erhöht. Dieses Verhalten ist auch in [55] beschrieben. Der Einfluss der CO₂-Konzentration auf die Gleichgewichtsbeladung der Lösung ist in diesem Bereich nicht relevant.

Die Beladung der armen Lösung stimmt im Minimum mit jener des Referenzfalls überein, das L/G-Verhältnis ist aber aufgrund des größeren Rauchgasmassenstroms kleiner.

Der Nettowirkungsgradverlust beträgt minimal 10,2 %-Pkt. (Referenzfall 10,1 %-Pkt.) bei dem L/G-Verhältnis von ebenfalls 2,8. Der Nettowirkungsgradverlust ist trotz sehr geringer Änderung des spezifischen Wärmebedarfs erhöht, da der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC aufgrund der höheren Rauchgasmenge und der abgetrennte CO₂-Massenstrom ansteigen.

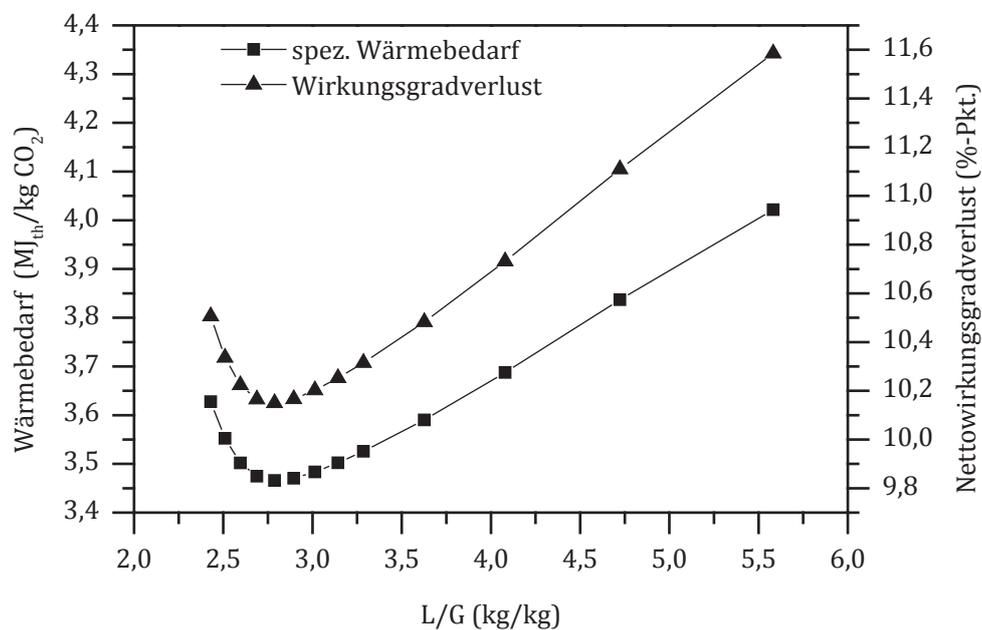


Abbildung 5.4: Spezifischer Wärmebedarf und Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für ein Verbrennungsluftverhältnis von 1,2

5.2.5 Kohlesorte

Die Untersuchungen zum Einfluss der Kohlesorte wurden wieder so durchgeführt, dass das Kraftwerk jedes Mal neu für die jeweilige Kohle mit einer elektrischen Bruttoleistung von 600 MW ausgelegt wurde. Die eingesetzte Kohle besitzt aufgrund der erzeugten CO₂-Menge einen großen Einfluss auf das Prozessverhalten. Tabelle 5.1 zeigt den Einfluss der unterschiedlichen Kohlesorten auf die Dimensionierung, die Schnittstellengrößen und den Nettowirkungsgradverlust bei der Auslegung des Kraftwerks mit PCC.

Der Massenstrom des abgetrennten CO₂ liegt zwischen 100 kg/s und 108,8 kg/s, wobei bei der USA-Kohle der geringste Wert erreicht wird.

Der Absorberdurchmesser ist bei Verwendung der Kohle aus Russland am größten, da diese den höchsten Rauchgasmassenstrom aufweist.

Beim spezifischen Wärmebedarf zeigen sich geringe Unterschiede, da die CO₂-Konzentration nur einen geringen Einfluss auf die Beladung der reichen Lösung und somit auf den spezifischen Wärmebedarf hat. Der spezifische Kühlbedarf zeigt deutlich größere Unterschiede, da sich sowohl die Rauchgasmenge als auch die Temperatur am Eintritt in die PCC unterscheiden.

Der Nettowirkungsgradverlust ist bei Verwendung der USA-Kohle am geringsten. Die Abweichung vom Referenzfall liegt im gleichen Bereich wie die Verringerung der abgetrennten CO₂-Menge. Die Unterschiede bei den anderen Kohlen lassen sich ebenfalls auf die abweichenden CO₂-Mengen zurückführen.

Tabelle 5.1: Einfluss der Kohlesorten auf die CO₂-Rauchgaswäsche bei Auslegung der PCC

		Südafrika (Referenz)	USA	Russland	Indonesien
Abgetrenntes CO ₂	kg/s	105,1	100,0	108,8	103,5
Durchmesser Absorber	m	13,66	13,57	14,05	13,68
Durchmesser Desorber	m	7,92	7,74	8,07	7,87
Reiche Beladung		0,503	0,502	0,503	0,503
L/G-Verhältnis	kg/kg	2,90	2,76	2,81	2,82
Spezifischer Wärmebedarf	MJ/kg CO ₂	3,46	3,47	3,46	3,46
Spezifischer Kühlbedarf	MJ/kg CO ₂	3,88	3,99	3,96	4,21
Elektrischer Eigenbedarf	MJ/kg CO ₂	0,054	0,057	0,056	0,056
Nettowirkungsgradverlust	%-Pkt.	10,12	9,64	10,51	9,98

Werden diese Kohlen anstelle der südafrikanischen in der für den Referenzfall ausgelegten PCC eingesetzt, so ergeben sich Abweichungen im Betrieb. In Tabelle 5.2 sind die Ergebnisse für diese Kohlen bei deren Einsatz in dem für den Referenzfall ausgelegten Kraftwerk mit der PCC dargestellt. Der spezifische Wärmebedarf sinkt bei Verwendung der USA-Kohle im Vergleich zu dem in Tabelle 5.1 dargestellten Wert von 3,47 MJ/kg CO₂ für den Auslegungsfall geringfügig auf den Wert 3,46 MJ/kg CO₂ in Tabelle 5.2. Bei Verwendung der Kohle aus Russland steigt der spezifische Wärmebedarf beim Übergang von der Auslegungsvariante (Tabelle 5.1) auf die mit der Referenzanlage berechneten Variante aufgrund des unterdimensionierten Absorbers um 0,2 MJ/kg CO₂ auf 3,48 MJ/kg CO₂ geringfügig an. Bei der Kohle aus Indonesien ändert sich der spezifische Wärmebedarf nicht. Dadurch bedingt ändern sich auch die Nettowirkungsgradverluste in Tabelle 5.2 im Vergleich zu jenen für den Auslegungsfall (Tabelle 5.1) geringfügig. Insgesamt kann festgehalten werden, dass die unterschiedlichen Kohlen in dem für die Referenzkohle ausgelegten Kraftwerk mit PCC eingesetzt werden können.

Tabelle 5.2: Einfluss der Kohlesorten auf die Schnittstellengrößen der CO₂-Rauchgaswäsche und den Gesamtprozess

		USA	Russland	Indonesien
Spez. Wärmebedarf	MJ/kg CO ₂	3,46	3,48	3,46
Spez. Kühlbedarf	MJ/kg CO ₂	3,98	3,98	4,21
El. Eigenbedarf	MJ/kg CO ₂	0,057	0,059	0,056
Nettowirkungsgradverlust	%-Pkt.	9,62	10,59	9,99

5.3 Gesamtprozessanalyse Volllast

Während in Abschnitt 5.1 die PCC bei der Variation des L/G-Verhältnisses jeweils neu ausgelegt wurde, wird in diesem Abschnitt von der Auslegung des Referenzfalls (optimaler Fall in Abbildung 5.1 bei L/G = 2,9) ausgegangen und der Gesamtprozess im Volllastpunkt unter Variation des Lösungsumlaufs untersucht.

In Abbildung 5.5 sind der spezifische Wärme- und Kühlbedarf, sowie der spezifische elektrische Eigenbedarf dargestellt. Die Verläufe des spezifischen Wärme- und Kühlbedarfs zeigen die gleichen Minima wie in Abbildung 5.1. Der spezifische elektrische Eigenbedarf steigt mit zunehmendem L/G-Verhältnis an. Beim minima-

len spezifischen Wärmebedarf (bei L/G = 2,9) ist der spezifische elektrische Eigenbedarf im Vergleich zur Auslegung leicht erhöht. Dieser Unterschied ist auf die Auslegung der Pumpen für den gesamten Betriebsbereich zurückzuführen. Dadurch ist der innere Wirkungsgrad der Pumpen leicht reduziert und der spezifische elektrische Eigenbedarf erhöht.

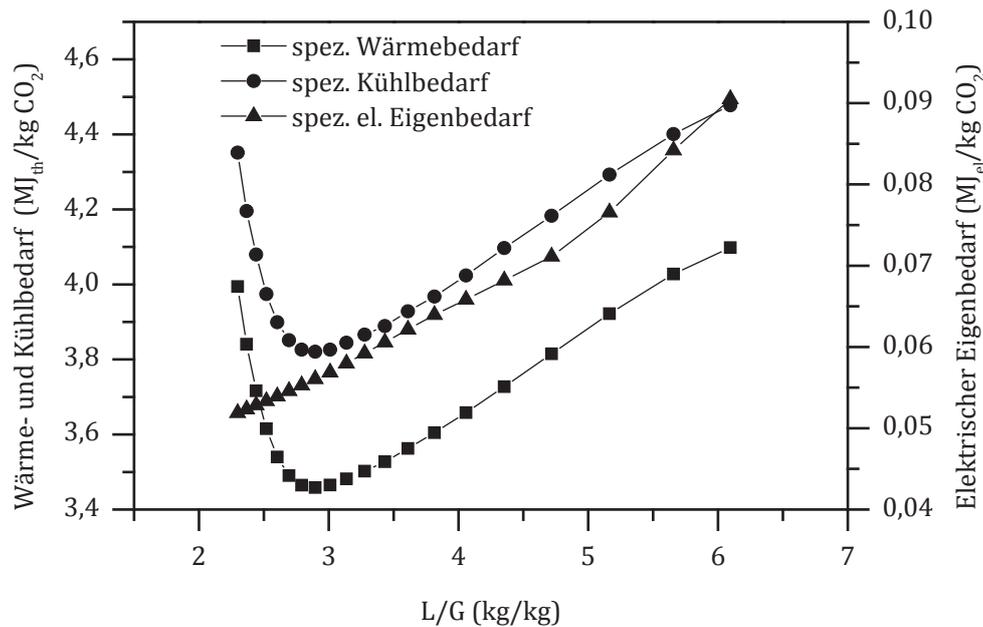


Abbildung 5.5: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für den Betrieb einer für den Referenzfall ausgelegten PCC bei Volllast

Im Vergleich zur Wärmebedarfskurve, in Abbildung 5.1, welche sich für eine jeweilige Neuauslegung für das vorgegebene L/G-Verhältnisses ergibt, ist der spezifische Wärmebedarf nun bei Verwendung der als Referenzfall festgehaltenen Geometrie bei höheren L/G-Verhältnissen leicht erhöht. Bei einem L/G-Verhältnis von 4 ist der spezifische Wärmebedarf um ein Prozent erhöht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Beladung etwas geringer ist, da die Kolonnen für den Referenzfall kleiner dimensioniert sind als bei der auf das L/G-Verhältnis angepassten Auslegung in Abschnitt 5.1 und somit eine höhere Belastung aufweisen. Dem gegenüber steht eine reduzierte Grädigkeit im RLHX, die den Nachteil der niedrigeren reichen Beladung aber nicht kompensieren kann. Bei L/G-Verhältnissen, welche unter dem L/G-Verhältnis des Referenzfalls liegen, ist die Beladung der reichen Lösung dagegen im Vergleich zu den in Abbildung 5.1 dargestellten Ergebnissen leicht erhöht.

Der spezifische Wärmebedarf bleibt allerdings konstant und wird nicht reduziert, da dieser positive Effekt durch die Einflüsse des Desorbers überkompensiert wird.

Der spezifische Eigenbedarf steigt bei Verwendung der Referenz-Anlage gegenüber der jeweiligen Auslegungsvariante deutlich stärker an. Dies ist auf die höhere Gebläseleistung infolge des zunehmenden Druckverlustes zurückzuführen. Der Druckverlust des Absorbers steigt in der Referenz-Anlage aufgrund des festgehaltenen Absorberdurchmessers bei einem L/G-Verhältnis von 4 im Vergleich zur Auslegungsvariante um 24 % an. Bei kleineren L/G-Verhältnissen als im Minimum verringert sich der Druckverlust und der spezifische elektrische Eigenbedarf sinkt im Vergleich zur jeweils angepassten Auslegung stärker. Wie einem Vergleich mit Abbildung 5.1 zu entnehmen ist, wird dieser Vorteil jedoch durch den o. g. Mehrbedarf der Lösungspumpen überkompensiert.

Der Einfluss der oben beschriebenen Verhältnisse in der PCC auf den Gesamtprozess wird mit Hilfe des Nettowirkungsgradverlustes quantifiziert. In Abbildung 5.6 ist der Nettowirkungsgradverlust für die Referenz-Anlage in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis dargestellt.

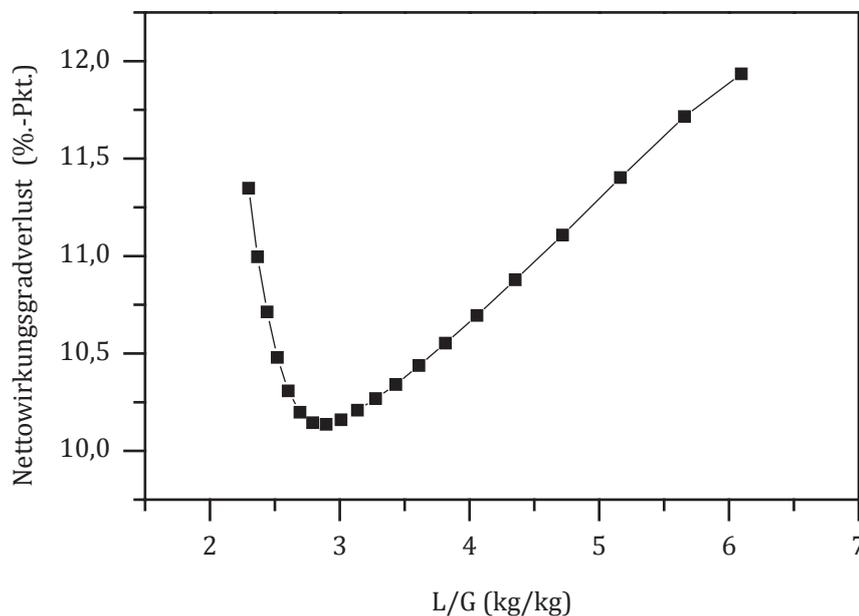


Abbildung 5.6: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für den Betrieb eines für den Referenzfall ausgelegten Kraftwerks mit PCC bei Volllast

Da im Minimum Auslegung (Abbildung 5.2) und Referenz (Abbildung 5.6) identisch sind, stimmen die Ergebnisse für das L/G-Verhältnis von 2,9 überein. Im Bereich von niedrigeren L/G-Verhältnissen gibt es keine signifikanten Abweichungen zwischen den spezifischen Schnittstellengrößen der Referenz-Anlage und der jeweils angepassten Auslegung. Im Bereich von höheren L/G-Verhältnissen ist der Nettowirkungsgradverlust des Referenz-Anlagen-Volllastfalls im Vergleich zur jeweils angepassten Auslegungsrechnung erhöht. Bei einem L/G-Verhältnis von 4 beträgt dieser Unterschied 0,14 %-Pkt. und ist somit 1,3 % höher als bei der bei diesem L/G-Verhältnis angepassten Auslegung.

Bei höheren L/G-Verhältnissen muss trotz sich reduzierender Reboilertemperatur die DHK weiter zugefahren werden, um das entsprechende Druckniveau zu halten, da zum einen die Entnahmemenge steigt und zum anderen der Druckverlust in der Leitung zum Reboiler und die Grädigkeit im Reboiler leicht ansteigen.

In Abbildung 5.7 sind der entnommene Dampfmassenstrom sowie unterschiedliche Dampfdrücke im Bereich Entnahmestelle/Reboiler/DHK dargestellt. Der qualitative Verlauf des Dampfmassenstroms entspricht jenem des Wärmebedarfs und weist ein Minimum bei L/G = 2,9 auf. Dabei treten geringfügige Unterschiede infolge der unterschiedlichen Überhitzung des Dampfes auf.

Der Druck vor der DHK, der im Wesentlichen von der Einhaltung des maximalen Austrittsvolumenstroms aus der MD-Turbine beeinflusst wird, sinkt mit steigendem L/G-Verhältnis geringfügig ab. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Austrittsmassenstrom aus der MD-Turbine leicht absinkt, weil die Kondensattemperatur des Reboilers mit steigendem L/G-Verhältnis abnimmt und dadurch an den Anzapfungen der MD-Turbine (besonders zum SWB) mehr Dampf entnommen wird.

Der Druck hinter der Drossel nimmt mit zunehmendem L/G-Verhältnis aufgrund des dabei abnehmenden Drucks vor dem Reboiler zunächst ab und bleibt ab L/G = 4 etwa konstant.

Der Druck vor dem Reboiler, der durch die Reboilertemperatur und die Grädigkeit im Reboiler beeinflusst wird, nimmt mit steigendem L/G-Verhältnis aufgrund der sinkenden Reboilertemperatur ab. Der aus den beiden letztgenannten Drücken resultierende Druckverlust zwischen Drossel und Reboiler steigt aufgrund des größeren entnommenen Massenstroms an.

Der Druck hinter der DHK, der bei L/G = 2,9 ein Maximum besitzt, entspricht dem Druck vor der ND-Turbine und wird auch durch diese bestimmt. Bei höheren Ent-

nahmemengen sinkt der Durchsatz durch die ND-Turbine, wodurch entsprechend dem Dampfkegelgesetz der Druck vor ND-Turbine bzw. hinter DHK absinkt.

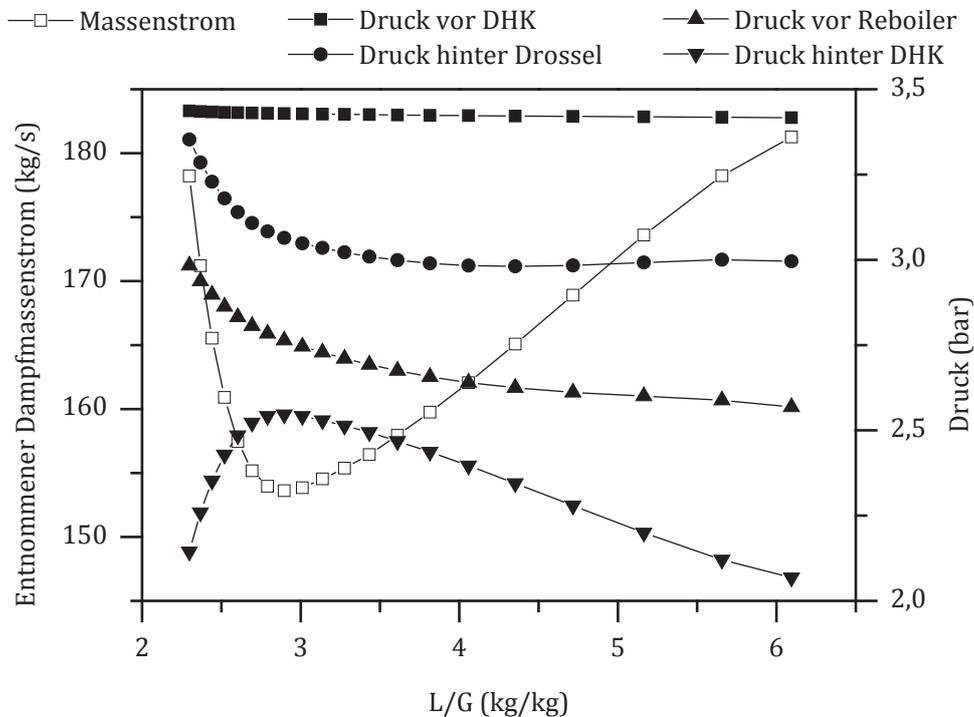


Abbildung 5.7: Entnommener Dampfmassenstrom zum Reboiler sowie Drücke vor der Druckhalteklappe (DHK), hinter der Drossel, vor dem Reboiler und hinter der DHK in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis

5.4 Ergebnisse des Kraftwerks mit PCC bei Teillast

Bei Teillast ergeben sich veränderte Betriebsbedingungen für die CO₂-Rauchgaswäsche und den CO₂-Verdichter. Zuerst wird das Verhalten des Prozesses für verschiedene Lasten bei variierenden L/G-Verhältnissen analysiert. Anschließend wird das Verhalten des Prozesses beim optimalen L/G-Verhältnis für die jeweilige Teillast detailliert beschrieben und untersucht.

In Abbildung 5.8 ist der spezifische Regenerationswärmebedarf für verschiedene Lasten in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis aufgetragen. Die Verläufe der Kurven zeigen alle einen ähnlichen Verlauf, der sich wie in 2.2.4 erklären lässt. Das Minimum des spezifischen Wärmebedarfs sinkt mit abnehmender Last und verschiebt sich hin zu kleineren L/G-Verhältnissen.

Die Reduktion des spezifischen Wärmebedarfs wird maßgeblich durch zwei Effekte hervorgerufen. Zum einen ergibt sich infolge des geringeren Rauchgasmassenstroms bei Teillast aufgrund der für diesen Lastfall überdimensionierten Stoffaustauschfläche im Absorber eine höhere reiche Beladung, obwohl sich der CO₂-Anteil im Rauchgas verringert. Es findet dabei eine Annäherung an das Gleichgewicht auf 97 % statt. Zum anderen wird die Grädigkeit im RLHX aufgrund der geringeren zu übertragenen Wärmemenge bei Teillast um 2,1 K reduziert.

Die Verschiebung des Minimums zu geringeren L/G-Verhältnissen hat zwei Ursachen. Zum einen erhöht sich mit abnehmender Last der auf das CO₂ bezogene Rauchgasmassenstrom durch den abnehmenden CO₂-Anteil. Zum anderen ist die Beladung der reichen Lösung und somit die Kapazität der Lösung höher und es wird weniger Lösung zum Erreichen der Abtrennungsrate benötigt.

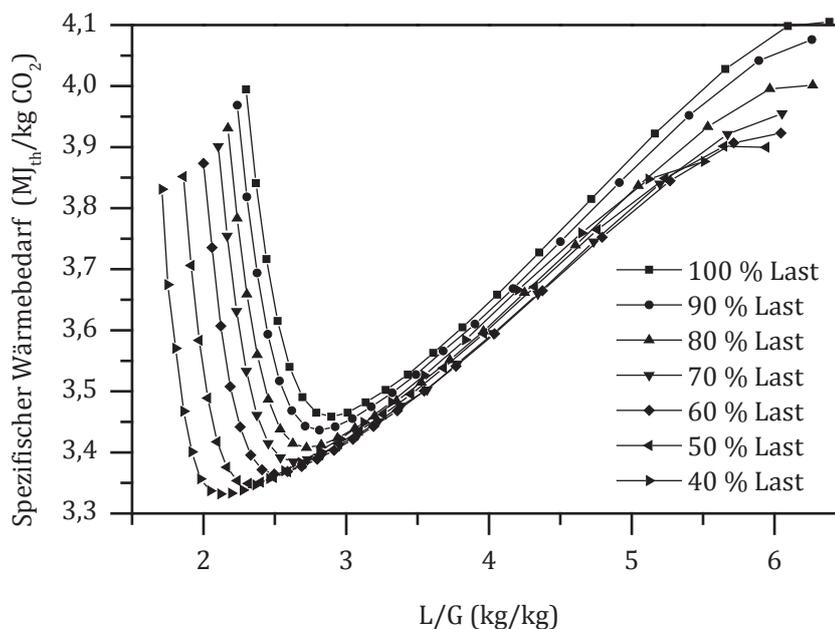


Abbildung 5.8: Spezifischer Wärmebedarf in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis und von der Last

Der in Abbildung 5.8 dargestellte spezifische Wärmebedarf und die anderen wesentlichen Schnittstellengrößen führen im Rahmen der Gesamtprozessanalyse zu dem in Abbildung 5.9 dargestellten Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis und von der Last. Während das L/G-Verhältnis der dort auftretenden Minima ebenso wie beim spezifischen Wärmebedarf mit sinkender Last ab-

nimmt, nimmt der jeweilige minimale Nettowirkungsgradverlust im Gegensatz zum jeweiligen minimalen spezifischen Wärmebedarf zu. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass der Druck in der MD/ND-Überströmleitung bei Teillast auch ohne Dampfentnahme abfällt und daher zum Erreichen des notwendigen Dampfdrucks für den Reboiler die DHK stärker angedrosselt werden muss und somit höhere Verluste verursacht. Das Absinken der Grädigkeit im Reboiler wirkt dem zwar entgegen, kann die Steigerung des Nettowirkungsgradverlustes aber nicht verhindern.

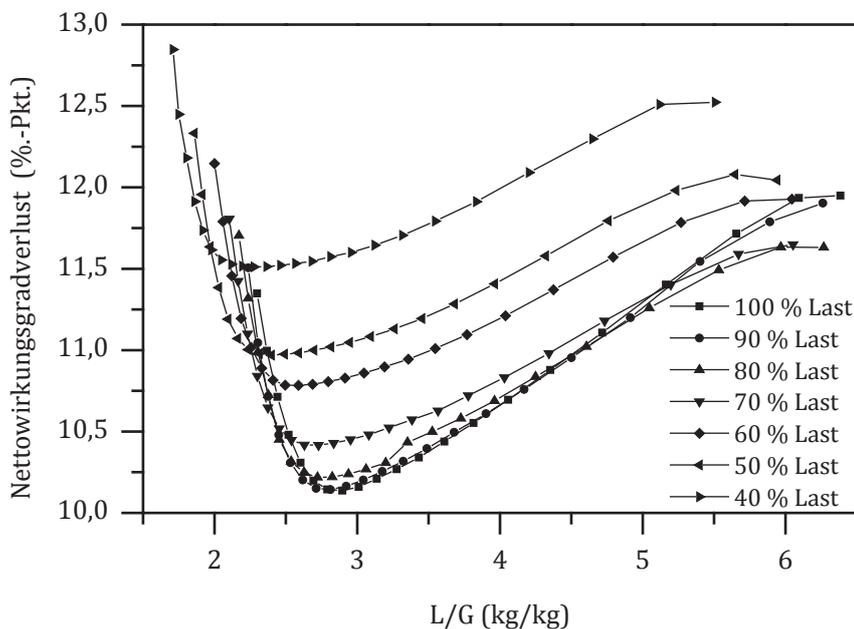


Abbildung 5.9: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis und von der Last

Die optimalen L/G-Verhältnisse des spezifischen Wärmebedarfs und des Nettowirkungsgradverlustes stimmen im Lastbereich von 80 % bis 100 % überein. Im Lastbereich darunter liegt das Optimum für den Nettowirkungsgradverlust jeweils bei höheren L/G-Verhältnissen als jenes des spezifischen Wärmebedarfs. Eine im Vergleich zum optimalen spezifischen Wärmebedarf höhere arme Beladung und damit ein um 0,1 bis 0,16 höherer Lösungsumlauf führt somit zu besseren Gesamtwirkungsgraden. Diese Verschiebung kann damit erklärt werden, dass die Reboilertemperatur zu höheren L/G-Verhältnissen hin abnimmt, vergleiche Abschnitt 2.2.4. Dadurch werden geringere Dampfdrücke vor Reboiler und somit eine geringere Druckhaltung durch die DHK benötigt. Dieser Effekt kompensiert den leichten

Anstieg im Wärmebedarf, da die Druckhaltung für eine höhere Reboilertemperatur verlustbehafteter ist als der höhere Wärmebedarf. Aufgrund dieses Zusammenhangs ist das Minimum bei kleineren Lasten nicht so ausgeprägt wie bei Volllast, wo die Druckhaltung zum Schutz der MD-Turbine vor einem zu hohen Austrittsvolumenstrom verwendet werden muss.

Im Verlauf des Nettowirkungsgradverlustes für die Last von 80 % ist bei einem L/G-Verhältnis von 3,3 ein Sprung zu erkennen. Dieser Sprung wird durch das Umschalten der Entnahme für den Dampf-Luvo verursacht. Da der Druck in der für den Dampf-Luvo vorgesehenen Anzapfung nicht mehr ausreicht, um eine entsprechende Wärmebereitstellung im Dampf-Luvo sicherzustellen, wird der Dampf aus der nächsthöheren Anzapfung entnommen.

In Abbildung 5.10 sind der spezifische Wärme- sowie Kühlbedarf und der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC und des CO₂-Verdichters bei den minimalen Nettowirkungsgradverlusten aus Abbildung 5.9 in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Wie auch Abbildung 5.8 zu entnehmen, sinkt der spezifische Wärmebedarf mit abnehmender Last.

Ähnlich verhält sich der spezifische Kühlbedarf. Da die Temperatur des Rauchgases hinter der REA von 48,9 °C bei Volllast auf 44,3 °C bei 40 % Last abnimmt, ist die Änderung beim Kühlbedarf größer als beim Wärmebedarf. Der Kühlbedarf im Direktkontaktkühler der Rauchgaskonditionierung verringert sich von 0,34 MJ/kg CO₂ auf 0,24 MJ/kg CO₂.

Der spezifische elektrische Eigenbedarf des CO₂-Verdichters steigt von Volllast bis 80 % an. Bei geringeren Lasten kann ein CO₂-Verdichterstrang abgeschaltet werden, die Beaufschlagung der einzelnen sich im Betrieb befindenden CO₂-Verdichterstränge ist dann erhöht und es ergibt sich eine höhere Effizienz, sodass der spezifische Eigenbedarf des CO₂-Verdichters beim Übergang von 80 % Last auf 70 % Last abfällt. Von 70 % auf 60 % Last steigt der spezifische Bedarf ebenso wie von 50 % auf 40 % Last wieder an. Bei 50 % Last kann ein zweiter Verdichterstrang abgeschaltet werden und die Beaufschlagung der verbleibenden CO₂-Verdichterstränge entspricht dann der im Volllastfall. Bei den betrachteten Lastpunkten findet kein Bypass-Betrieb des CO₂-Verdichters statt. Aus diesem Grund beträgt der Unterschied des spezifischen elektrischen Bedarfs des CO₂-Verdichters auch nur maximal 5 %.

Der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC setzt sich aus den Lösungspumpen, dem Gebläse und sonstigen Pumpen zusammen. Mit abnehmender Last ver-

ringert sich der Eigenbedarf, da der Druckverlust im Absorber stärker sinkt als der Wirkungsgrad des Gebläses und der optimale Betriebspunkt bei einem niedrigeren L/G-Verhältnis liegt. Bei 40 % Last steigt der Eigenbedarf wieder an, da die Verringerung der Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen, insbesondere des Gebläses, den Effekt des geringeren Druckverlustes überwiegt. Infolgedessen ist im Bereich 50 % bis 60 % Last ein Minimum festzustellen.

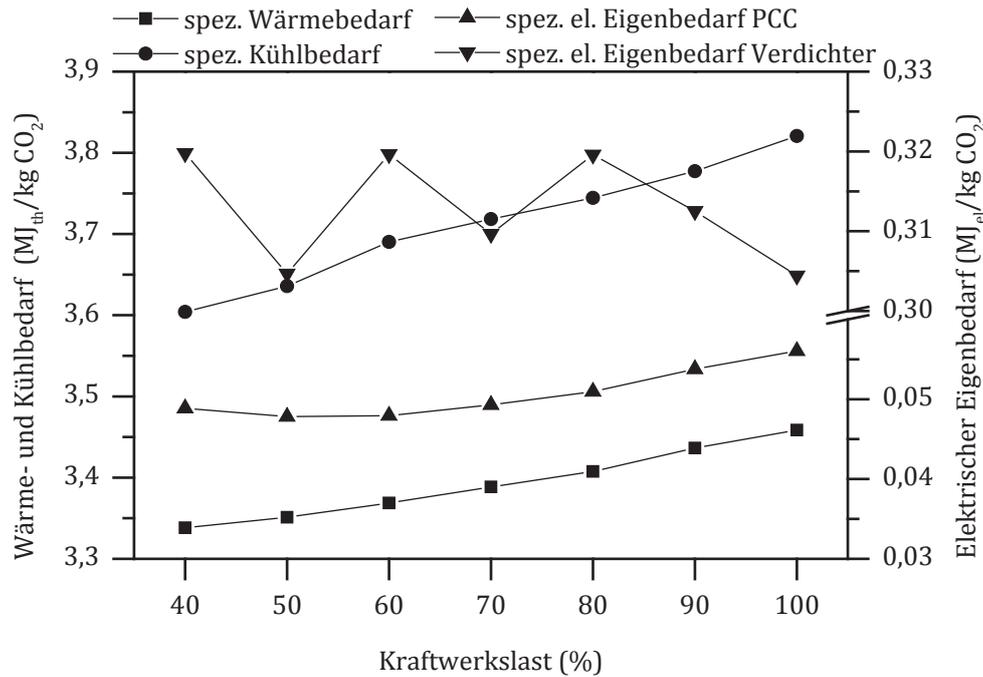


Abbildung 5.10: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf der PCC und des CO₂-Verdichters bei minimalem Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last

In Abbildung 5.11 sind der Brutto- und Nettowirkungsgrad sowie der auf die Bruttoleistung bezogene elektrische Eigenbedarf dargestellt. Im Vergleich zum Kraftwerk ohne PCC, dargestellt in Abbildung 4.1, ist der Bruttowirkungsgrad um 6,9 %-Pkt. bei Volllast verringert. Dieser Unterschied steigt bei 40 % Last auf 8,1 %-Pkt. an. Im Nettowirkungsgrad steigt der Unterschied von 10,1 %-Pkt. bei 100 % Last auf 11,5 %-Pkt. bei 40 % Last an. Der auf die Bruttoleistung bezogene elektrische Eigenbedarf ist aufgrund der zusätzlichen elektrischen Verbraucher bei der CO₂-Verdichtung und der PCC im Vergleich zum Kraftwerk ohne PCC bei Volllast mehr als doppelt so hoch und steigt bei Teillast stark an. Zudem ist die Bruttoleistung aufgrund der Dampfenentnahme reduziert, sodass der auf sie bezogene elektrische Eigenbedarf noch weiter ansteigt.

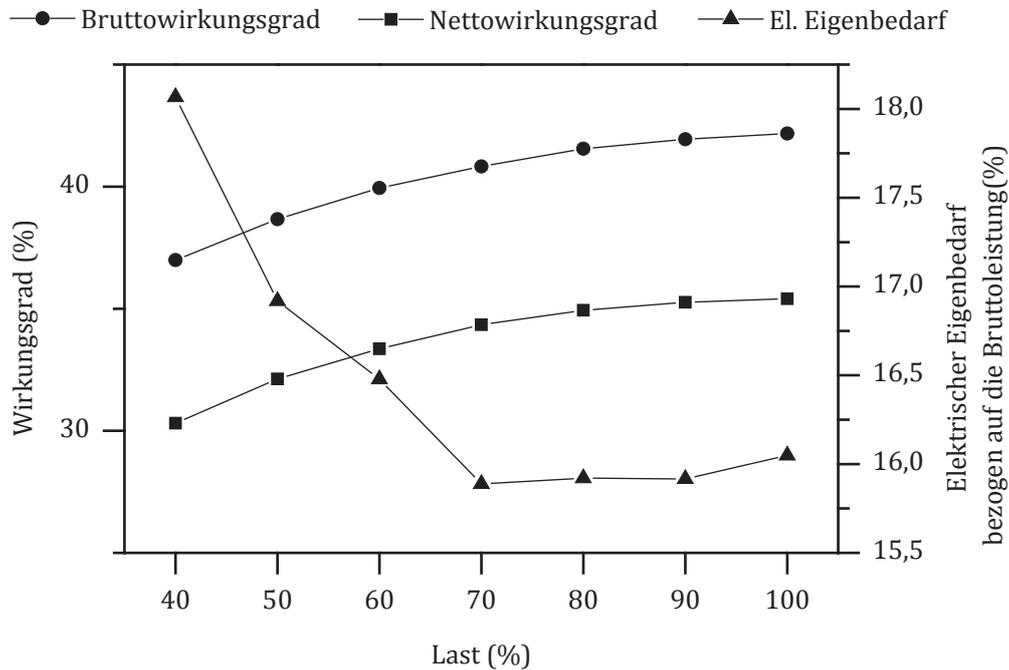


Abbildung 5.11: Netto- und Bruttowirkungsgrad sowie auf die Bruttoleistung bezogener elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit von der Last für das Kraftwerk mit PCC

Abbildung 5.12 stellt den Entspannungsverlauf in der MD- und ND-Turbine bei den Lasten 100 %, 70 % und 40 % mit und ohne PCC dar. Bei Volllast wird bei der Dampfentnahme für die PCC in der MD-Turbine weiter entspannt als ohne Dampfentnahme. Der Entspannungsverlauf in der ND-Turbine wird isenthalp in Richtung niedrigerer Drücke verschoben. Der Enddruck der ND-Turbine ist aufgrund des Teillastbetriebs des Kondensators geringer. Bei 70 % Last ist das Verhalten ähnlich. Bei 40 % Last muss die Entspannung in der MD-Turbine aufgrund des benötigten Dampfdrucks für den Reboiler beschränkt werden. Infolge dieser Druckhaltung mit Hilfe der DHK ist die Entropieerzeugung größer.

Die Leistungsaufteilung der Turbinensegmente verschiebt sich somit aufgrund der Dampfentnahme und der sich mit der Last ändernden Entspannungsverläufe. Bei Volllast ist die Leistung der MD-Turbine bei PCC-Betrieb um 11,5 % höher als im Fall ohne Dampfentnahme. Die Leistung der ND-Turbine ist um 56 % reduziert. Bei 70 % Last ist die Leistung der MD-Turbine um 8,6 % erhöht und die der ND-Turbine um 54,9 % reduziert. Bei 40 % Last generiert die MD-Turbine 3,7 % und die ND-Turbine 49,8 % weniger Leistung als ohne Dampfentnahme.

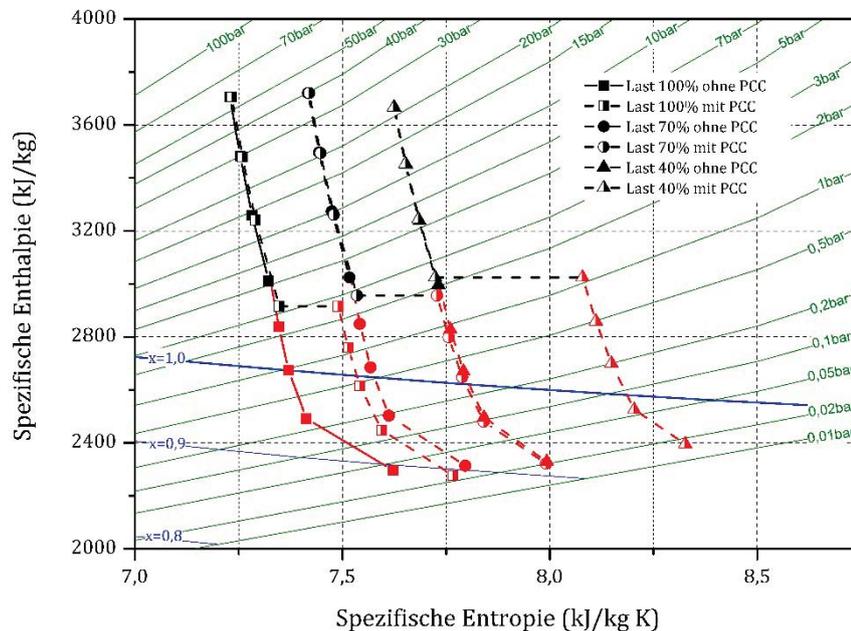


Abbildung 5.12: Entspannungsverläufe in MD- und ND-Turbine (MD – schwarz, ND – rot) im h,s -Diagramm für 100 %, 70 % und 40 % Last für ein Kraftwerk mit PCC mit einem Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

In Abbildung A.2 sind die Brutto- und Nettoleistung des Kraftwerks mit PCC dargestellt. Die Brutto- und Nettoleistungen sinken mit abnehmender Last. Da die Feuerungswärmeleistung in den entsprechenden Lastpunkten mit der im Kraftwerk ohne PCC übereinstimmt, sind die Leistungen im Vergleich zum Kraftwerk ohne PCC infolge der Dampfentnahme und des erhöhten elektrischen Eigenbedarfs reduziert.

Aus Abbildung A.3 ist ersichtlich, dass der erhöhte elektrische Eigenbedarf beim Kraftwerk mit PCC hauptsächlich durch den CO_2 -Verdichter verursacht wird. Er verursacht zwischen 77 % und 79 % des zusätzlichen Eigenbedarfs für die CO_2 -Abtrennung. Der elektrische Eigenbedarf der CO_2 -Rauchgaswäsche beträgt 6 % bis 7 % des gesamten Eigenbedarfs und der des CO_2 -Verdichters liegt zwischen 39 % und 42 % des gesamten Eigenbedarfs. Der zusätzliche Kühlbedarf für die CO_2 -Rauchgaswäsche und die CO_2 -Verdichtung beträgt zwischen 4 % und 5 %.

In Abbildung 5.13 ist die Aufteilung des Nettowirkungsgradverlustes in Abhängigkeit von der Kraftwerkslast dargestellt. Wie oben beschrieben, steigt der Nettowirkungsgradverlust mit abnehmender Last an. Bei Volllast beträgt der Anteil des Ver-

lustes infolge der Dampfentnahme zwei Drittel des Nettowirkungsgradverlustes. Der Verlust infolge des CO₂-Verdichters liegt bei 26 %, infolge der Pumpen für das zusätzliche Kühlsystem bei 3 % und infolge des Eigenbedarfs der CO₂-Rauchgaswäsche bei 5 %. Bei Teillast steigt der Anteil des Verlustes infolge der Dampfentnahme auf 70 % an. Der Anteil für das zusätzliche Kühlsystem bleibt nahezu konstant. Der Verlust durch den CO₂-Verdichter schwankt entsprechend dem spezifischen Bedarf etwas und liegt zwischen 24 % und 27 %. Der Verlust durch den elektrischen Eigenbedarf der CO₂-Rauchgaswäsche reduziert sich auf 4 % bei 40 % Last. In Abbildung 5.14 sind die Nettowirkungsgradverluste in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar zusammengefasst.

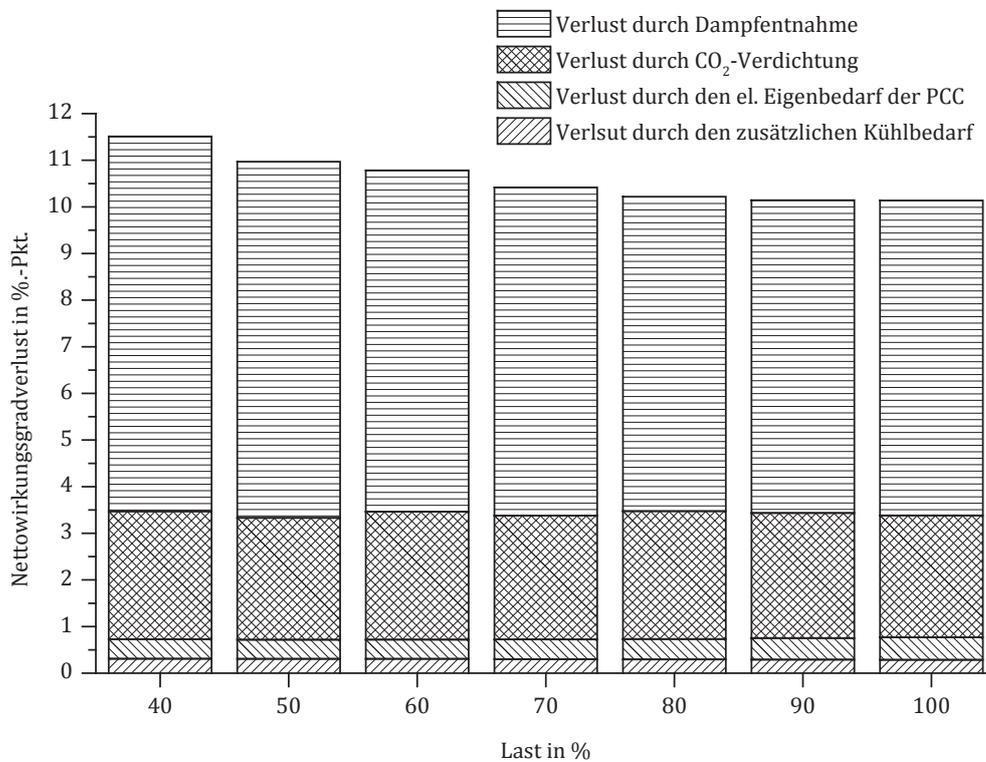


Abbildung 5.13: Aufteilung der Nettowirkungsgradverluste in Abhängigkeit von der Last

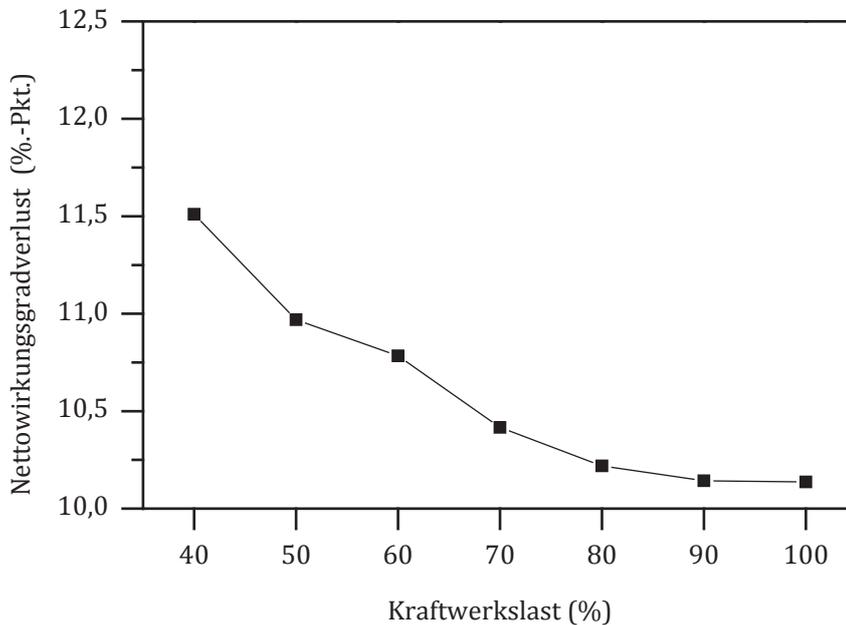


Abbildung 5.14: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

In Tabelle 5.3 sind die Ergebnisse für die Anwendung der o. g. Szenarien zusammengefasst. Bei dem im Szenario Zukunft auftretenden erhöhten Teillastbetrieb steigt der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust.

Tabelle 5.3: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC im Referenzfall für einen MD-/ND-Auslegungsüberströmdruck von 5,5

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
10,60	10,29	10,55

Bei Lasten, die unterhalb von 40 % Last liegen, handelt es sich um den Bereich der Kraftwerksschwachlast. Um das Verhalten in diesem Bereich zu untersuchen, wird nachfolgend ein Mindestlast-Betriebspunkt mit 25 % Last analysiert. Wird der Rauchgasmassenstrom in diesem Betriebspunkt wie im Referenzfall des Kraftwerks mit PCC behandelt, so ergibt sich ein minimaler spezifischer Wärmebedarf von 3,37 MJ/kg CO₂. Der im Vergleich zu 40 % Last höhere spezifische Wärmebedarf ist darauf zurückzuführen, dass der Luftüberschuss bei Mindestlast deutlich erhöht wird. Dadurch sinkt der CO₂-Partialdruck, der Rauchgasmassenstrom steigt



an und die Beladung der reichen Lösung sinkt. Der RLHX erreicht bei diesem Betrieb zwar eine geringere Grädigkeit, der Nachteil der geringeren Beladung der reichen Lösung jedoch überwiegt.

Für den Gesamtprozess ergibt sich bei 25 % Last ein Nettowirkungsgradverlust von 12,9 %-Pkt.. Dabei ist der Anteil, der durch die Dampfentnahme verursacht wird, im Vergleich zu 40 % Last deutlich erhöht und beträgt 74 %. Diese Steigerung ist hauptsächlich auf den Einsatz der Druckhalteklappe zurückzuführen. Der Druck in der Überströmleitung fällt bei dieser Last bereits ohne Dampfentnahme für die PCC auf 1,2 bar. Zur Versorgung des Reboilers sind bei dieser Last jedoch 2,3 bar notwendig. Der CO₂-Verdichter wird in diesem Betriebspunkt nur mit einem Strang, der dann vollbeaufschlagt ist, betrieben.

6 WEITERE UNTERSUCHUNGEN ZUM KRAFTWERK MIT PCC

In diesem Abschnitt wird das lastabhängige Verhalten der PCC für verschiedene Modifikationen gegenüber dem Referenzprozess untersucht. Als Modifikationen werden eine Veränderung des Auslegungsüberströmdrucks, das Retrofit der MD-Turbine, ein Neubaukraftwerk für PCC, die Druckabsenkung im Desorber, eine geringere Verdichtersträngigkeit, die Lean Vapour Recompression und ein neues Lösungsmittel betrachtet.

6.1 Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks auf den Betrieb bei Teillast

Der Auslegungsüberströmdruck, der beim Referenzkraftwerk 5,5 bar beträgt, beeinflusst das Verhalten des Kraftwerks mit PCC maßgeblich. Aus diesem Grund wird zuerst das Verhalten bei einem niedrigeren und einem höheren Auslegungsüberströmdruck analysiert. Anschließend wird das Verhalten für einen variablen Auslegungsüberströmdruck untersucht.

6.1.1 Niedriger Auslegungsüberströmdruck

Bei einem Auslegungsüberströmdruck, der deutlich niedriger liegt als die 5,5 bar beim Referenzkraftwerk, ist zu erwarten, dass dieser zu einem höheren Nettowirkungsgradverlust führt, weil der Druck in der Überströmleitung mit Hilfe der Druckhalteklappe stärker angestaut werden muss. Nachfolgend wird ein Auslegungsüberströmdruck von 3 bar angenommen, der in etwa dem Druck nach Drossel beim Referenzfall entspricht (siehe Abbildung 5.7).

In Abbildung 6.1 sind die sich dafür ergebenden Entspannungsverläufe für ein Kraftwerk mit und ohne PCC für die Lasten 100 %, 70 % und 40 % Last dargestellt. Da der im Reboiler benötigte Dampfdruck 2,76 bar beträgt, muss der Druck in der Überströmleitung mit Hilfe der Druckhalteklappe auf 3,06 bar angestaut werden. Somit wird im Volllastfall – im Gegensatz zum Referenzfall mit 5,5 bar Auslegungsdruck in der Überströmleitung – in der MD-Turbine auf einen um 0,06 bar höheren Druck wie beim Betrieb ohne PCC entspannt. Bei diesem Auslegungsüberströmdruck ist demnach keine Druckhaltung zum Schutz der MD-Turbine notwendig. Bei

70 % und 40 % Last muss die DHK weiter zugefahren werden als im Referenzfall, um den Druck zu halten. Somit ist der Druckverlust über die DHK größer und es wird mehr Entropie erzeugt.

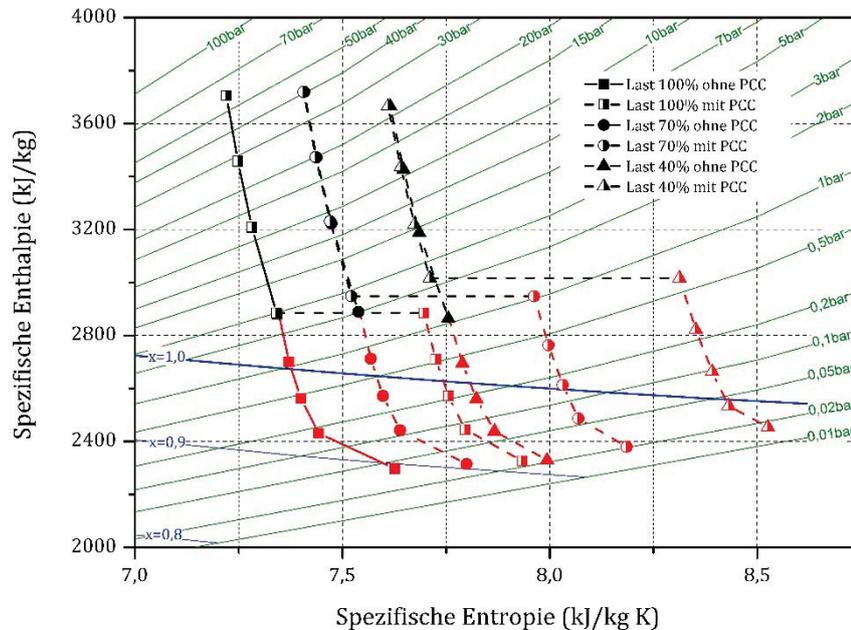


Abbildung 6.1: Entspannungsverläufe in der MD- und ND-Turbine (MD – schwarz, ND – rot) im h,s-Diagramm für 100 %, 70 % und 40 % Last für ein Kraftwerk mit PCC mit einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar

In Abbildung 6.2 ist dargestellt, wie der Nettowirkungsgradverlust des Kraftwerks mit PCC mit sinkender Last ansteigt. Er ist bei Volllast um 0,3 %-Pkt. höher als beim Referenzauslegungsüberströmdruck von 5,5 bar. Dieser Unterschied wächst auf 0,6 %-Pkt. bei 40 % Last an. Aus der Aufteilung der Verluste wird ersichtlich, dass die Zunahme des Nettowirkungsgradverlustes nur durch die Dampfkonditionierung infolge des niedrigeren Auslegungsüberströmdrucks verursacht wird.

In Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse des durchschnittlichen Nettowirkungsgradverlustes für die drei Szenarien dargestellt. Für das Szenario Zukunft steigt der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust gegenüber dem in Tabelle 5.3 aufgeführten Referenzfall um 5 % an.

6.1 Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks auf den Betrieb bei Teillast

Tabelle 6.1: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 3 bar

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
11,13	10,71	11,08

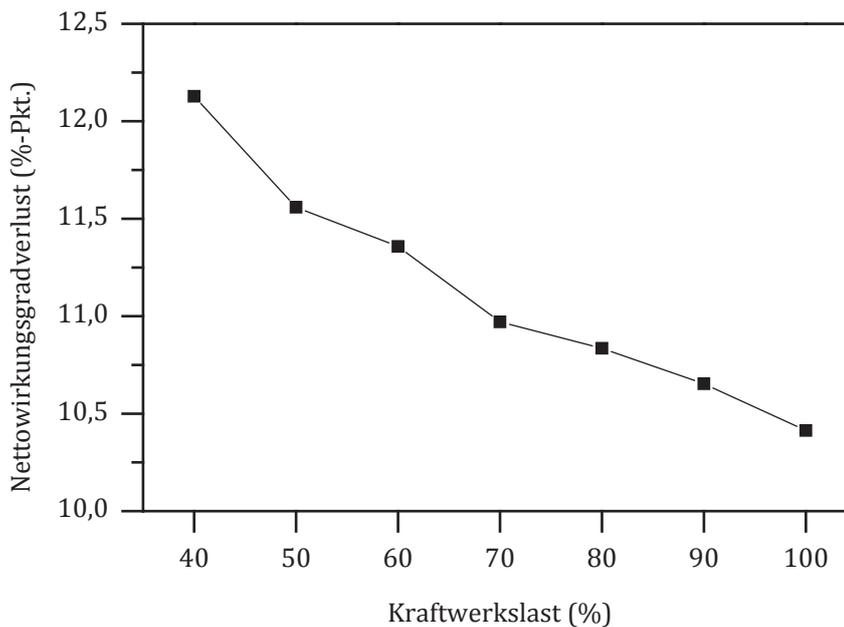


Abbildung 6.2: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 3 bar

6.1.2 Höherer Auslegungsüberströmdruck

Bei einem höheren Auslegungsüberströmdruck als 5,5 bar (Referenzfall) sind beim Teillastbetrieb des Kraftwerks mit PCC geringere Nettowirkungsgradverluste zu erwarten, weil die Druckhaltung mit Hilfe der DHK erst bei einer niedrigerer Teillast bzw. eventuell gar nicht notwendig ist. Allerdings muss in diesem Fall der Dampf mit Hilfe der DHK angestaut werden, um den maximalen Austrittsvolumenstrom aus der MD-Turbine nicht zu überschreiten. Vor dem Reboiler wird dann mit der Drossel auf den benötigten Reboilerdruck reduziert.

In Abbildung 6.3 ist der Entspannungsverlauf des Dampfes in der MD- und ND-Turbine für 100 %, 70 % und 40 % Last für einen Auslegungsüberströmdruck von

9 bar dargestellt. Bei Volllast kann in der MD-Turbine aufgrund der dann möglichen Entspannung auf den sich in der Überströmleitung ergebenden Druck von 5,6 bar 14,3 % mehr Leistung erzeugt werden. Dieser Effekt tritt ebenfalls bei 70 % und 40 % Last auf. Dabei steigt die Leistung bei 70 % Last um 14,5 % und bei 40 % Last um 12,4 % gegenüber der MD-Turbinenleistung ohne Dampfentnahme für die PCC. Die Leistung der ND-Turbine ist allerdings deutlich reduziert, z. B. bei Volllast auf 45,8 % der Leistung im Vergleich zum Betrieb ohne PCC.

Aus den Entspannungsverläufen für die unterschiedlichen Lasten wird ersichtlich, dass in diesem Fall weniger Entropie erzeugt wird als im Fall mit einem Auslegungüberströmdruck von 3 bar. Die Druckdifferenz über die DHK ist über den gesamten Lastbereich relativ gering. Nur bei 40 % Last muss der Druck angestaut werden, um eine entsprechende Dampfqualität im Reboiler zu gewährleisten. Bei den anderen Lasten dient die Druckhaltung mit der DHK zur Reduktion des Austrittsvolumenstroms aus der MD-Turbine.

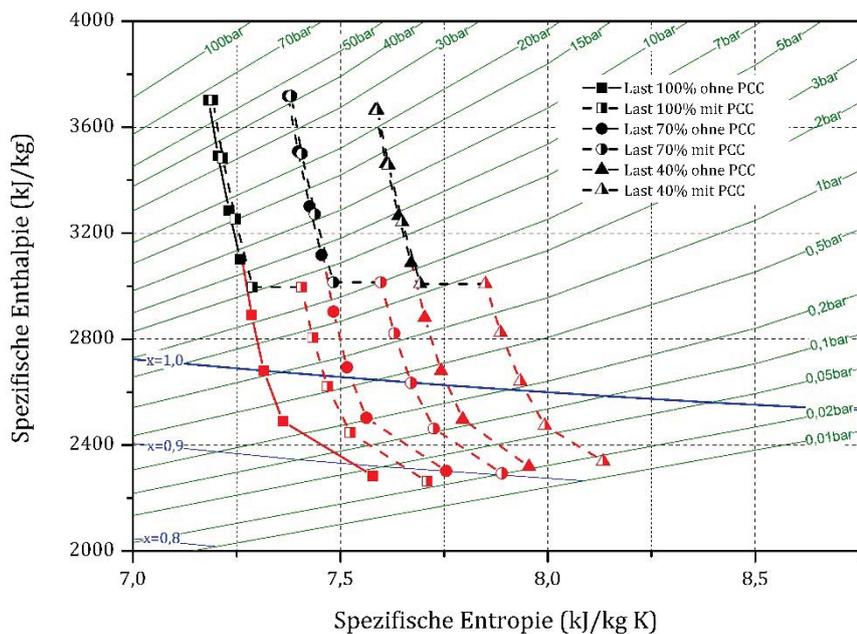


Abbildung 6.3: Entspannungsverläufe in der MD- und ND-Turbine (MD – schwarz, ND – rot) im h,s-Diagramm für 100 %, 70 % und 40 % Last für ein Kraftwerk mit PCC mit einem Auslegungsüberströmdruck von 9 bar

Im Vergleich zu dem niedrigeren Auslegungsüberströmdruck ist ersichtlich, dass der Verlust durch die Dampfentnahme deutlich abnimmt. Bei 40 % Last ist der An-

6.1 Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks auf den Betrieb bei Teillast

teil des Verlustes durch die Dampfentnahme bei einem Auslegungsüberströmdruck von 9 bar um 15 % geringer als bei einem Druck von 3 bar.

In Abbildung 6.4 sind die Nettowirkungsgradverluste für ein Kraftwerk mit PCC mit den Auslegungsüberströmdrücken von 9 bar, 5,5 bar (Referenzfall) und 3 bar zum Vergleich in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Im Gegensatz zu den geringeren Überströmdrücken von 5,5 bar und 3 bar steigt der Nettowirkungsgradverlust bei einem Überströmdruck von 9 bar mit abnehmender Last nicht an, sondern bleibt annähernd konstant bzw. sinkt sogar. Bei Volllast ist der Nettowirkungsgradverlust allerdings höher als bei den geringeren Auslegungsüberdrücken. Ab 70 % Last ist der Verlust geringer als bei einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar und ab 60 % Last geringer als bei einem Auslegungsüberdruck von 5,5 bar. Ab 50 % Last steigt der Nettowirkungsgradverlust aufgrund des Schließens der DHK zur Sicherstellung der Dampfqualität im Reboiler leicht an.

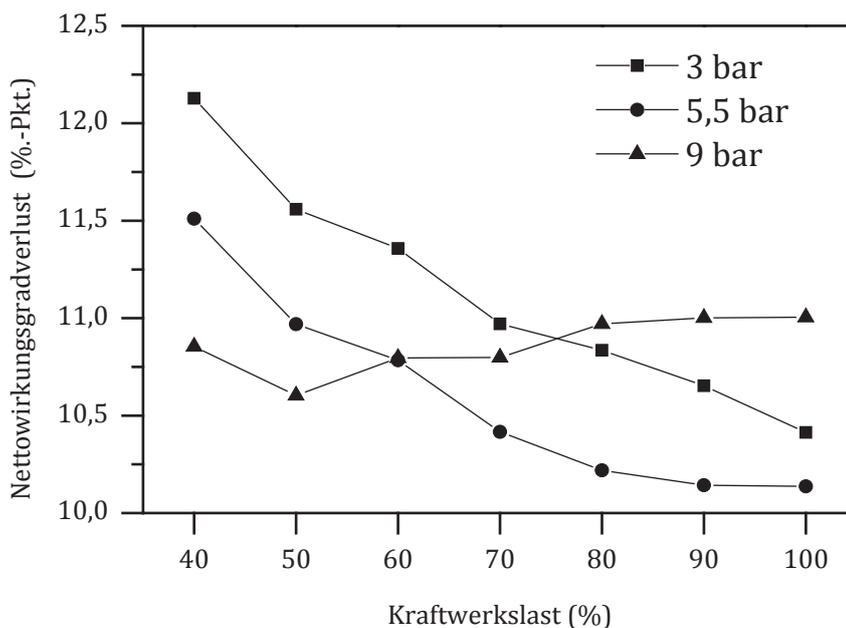


Abbildung 6.4: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für Auslegungsüberströmdrücke von 3 bar, 5,5 bar und 9 bar

In Tabelle 6.2 ist der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust für die drei Szenarien zusammengefasst. Für das Szenario Zukunft kann keine Verbesserung des durchschnittlichen Nettowirkungsgradverlustes erreicht werden, da der Nachteil durch den Nettowirkungsgradverlust im Bereich des Volllastbetriebs überwiegt.

Tabelle 6.2: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste des Kraftwerks mit PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 9 bar

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
10,86	10,94	10,82

6.1.3 Variation des Auslegungsüberströmdrucks

In Abbildung 6.5 ist der Nettowirkungsgradverlust für unterschiedliche Lasten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck dargestellt. Alle Lasten weisen einen minimalen Nettowirkungsgradverlust auf, der mit sinkender Last größer wird und sich in Richtung höhere Auslegungsüberströmdrücke verschiebt. Die Verläufe weisen aufgrund des Umschaltens der Dampfanzapfung für den Dampf-Luvo leichte Sprünge auf.

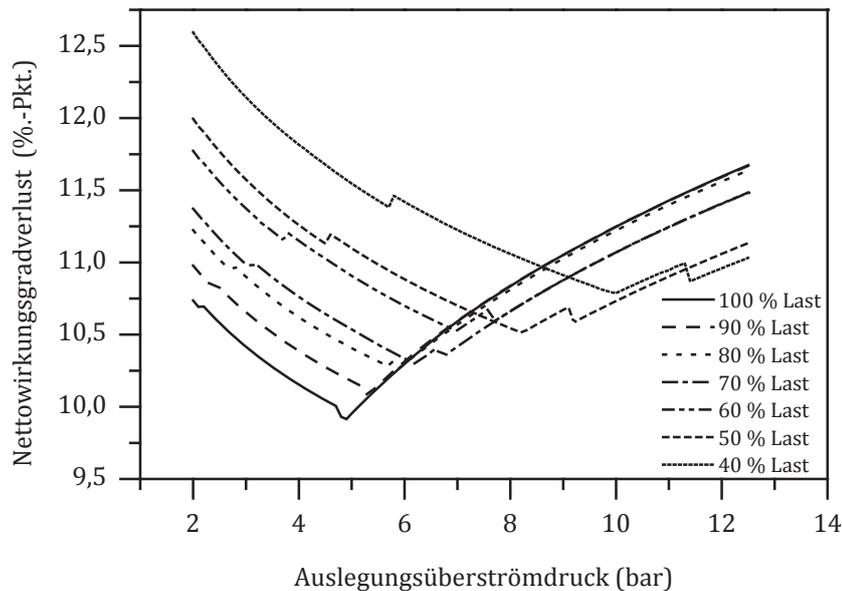


Abbildung 6.5: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck

Bei allen Lasten nimmt der Nettowirkungsgradverlust mit steigendem Auslegungsüberströmdruck zunächst ab, da zur Sicherstellung der Dampfqualität im Reboiler die DHK weniger zufahren muss und somit die dadurch bedingten Verluste geringer werden. Mit MEA als Lösungsmittel ist der Nettowirkungsgradverlust bei ei-

nem Auslegungsüberströmdruck von 4,9 bar bei Volllast minimal. Der sich mit abnehmender Last ergebende Anstieg von diesem Minimum ist darauf zurückzuführen, dass zur Beschränkung des Austrittsvolumenstroms aus der MD-Turbine die DHK wieder zugefahren muss und gleichzeitig der dadurch ansteigende Überströmdruck mit Hilfe der Drossel zur Sicherstellung der Dampfqualität im Reboiler reduziert werden muss. Bei 40 % Last ergäbe sich der effizienteste Betriebspunkt mit offener Drossel und Schließen der DHK zur Einhaltung des maximalen MD-Turbinenaustrittsvolumenstroms, wenn ein Auslegungsüberströmdruck von 10 bar gewählt würde. In den Minima der einzelnen Lasten entspricht der Druck zur Einhaltung des Austrittsvolumens aus der MD-Turbine gerade dem Druck für den Reboiler. Die vollständige Öffnung der DHK bei ebenfalls vollständig geöffneter Drossel wird als open valve operation (OVO) bezeichnet. Ein Punkt mit OVO ist dabei nicht vorhanden.

Das Umschalten des Dampf-Luvos hat einen signifikanten Einfluss auf die Verläufe der Nettowirkungsgradverluste der jeweiligen Lasten. Sinkt der Druck in der entsprechenden Anzapfung des Dampf-Luvos unter einen Druck, der für den Dampf-Luvo benötigt wird, so muss der Dampf-Luvo von einer Anzapfung mit einem höheren Dampf-niveau versorgt werden. Bei geringen Überströmdrücken wird der Dampf-Luvo sowohl im Falle des Kraftwerks mit PCC als auch ohne PCC von der höheren Anzapfung versorgt. Erhöht sich der Auslegungsüberströmdruck, so kann das Kraftwerk ohne PCC auf die Anzapfung mit dem niedrigen Druck zurückgreifen. Das Kraftwerk mit PCC hingegen muss den Dampf-Luvo aus der höheren Anzapfung versorgen. Dadurch steigt der Nettowirkungsgradverlust. Bei höheren Auslegungsüberströmdrücken reicht der Druck in der Anzapfung des Dampf-Luvos auch beim Betrieb mit PCC aus und die Dampf-Luvos können sowohl für den Fall mit PCC als auch für den Fall ohne PCC aus der Anzapfung der ND-Turbine versorgt werden.

Dieses Verhalten ist bei allen Dampfentnahmen zu erwarten, die einen bestimmten Druck benötigen und aus der ND-Turbine (also stromabwärts der DHK) entnommen werden. Dadurch kann ein zusätzlicher Nettowirkungsgradverlust entstehen, der nicht direkt durch die Dampfentnahme für die PCC hervorgerufen wird sondern indirekt durch das Umschalten von anderen Dampfentnahmen auf eine Anzapfung mit einem höheren Druck.

In Abbildung 6.6 sind die durchschnittlichen Nettowirkungsgradverluste für die drei Szenarien in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck zwischen MD- und ND-Turbine dargestellt. Die Verläufe zeigen ein Minimum und steigen zu kleinen

und großen Auslegungsüberströmdrücken hin an. Für das Szenario Ist ergibt sich ein Optimum bei einem Auslegungsüberströmdruck von 4,9 bar und für das Szenario Zukunft bei 5,7 bar. Bei einem erhöhten Teillastbetrieb (Szenario Zukunft) ergibt sich somit ein Vorteil für höhere Auslegungsüberströmdrücke. Bei der Planung und Optimierung ist somit das Betriebsregime zu berücksichtigen.

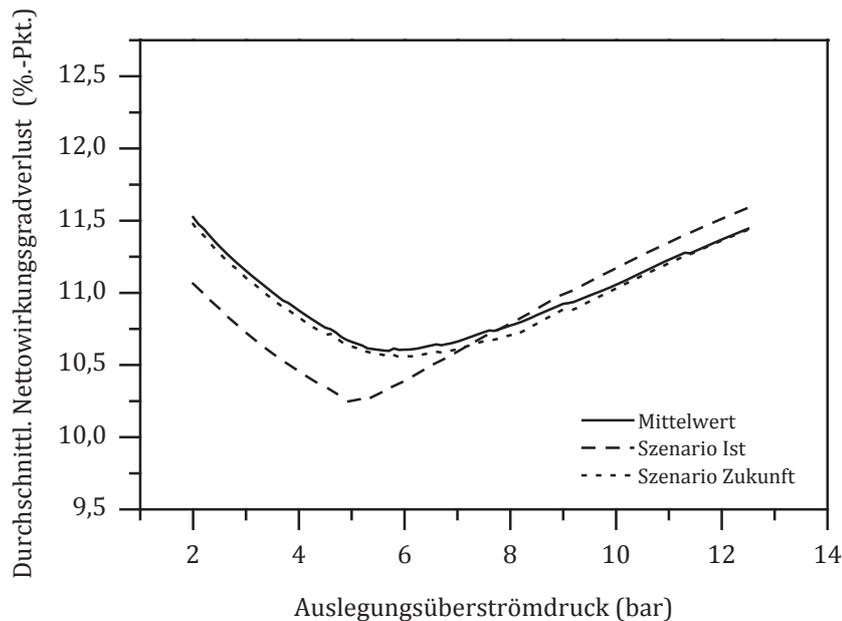


Abbildung 6.6: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust für die drei Szenarien in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck

In Abbildung 6.7 sind die Ergebnisse für den Fall, dass der Dampf-Luvo in allen Betriebsfällen aus einer Anzapfung der MD-Turbine und somit vor der DHK versorgt wird, dargestellt. Analog zu Abbildung 6.5 und den dort gegebenen Erklärungen zeigen die Verläufe für die unterschiedlichen Lasten jeweils ein Minimum. Im Vergleich mit den Verläufen in Abbildung 6.5 existiert kein Unterschied für die Verläufe der jeweiligen Lasten vor dem mit dem Umschalten des Dampf-Luvos verbundenen Sprung in den Verläufen, da in dem Bereich der sehr niedrigen Auslegungsüberströmdrücke in beiden Fällen die Versorgung für den Dampf-Luvo für das Kraftwerk mit und ohne PCC übereinstimmt. Nach dem ersten Sprung mit steigendem Auslegungsüberströmdruck in Abbildung 6.5 ist der Nettowirkungsgradverlust für die Variante mit der Dampfversorgung des Dampf-Luvos aus einer Anzapfung der MD-Turbine geringer, da das konventionelle Kraftwerk ohne PCC einen schlechteren Nettowirkungsgrad aufweist. Nach dem zweiten Sprung in den Ver-

6.1 Einfluss des Auslegungsüberströmdrucks auf den Betrieb bei Teillast

läufen der Abbildung 6.5 ist der Nettowirkungsgradverlust der Variante mit der Dampfversorgung für den Dampf-Luvo aus der MD-Turbine leicht erhöht.

In Abbildung 6.8 ist der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust für die verschiedenen Szenarien für die Kraftwerkskonfiguration mit dem Dampf-Luvo auf einem höheren Druckniveau dargestellt. Die Verläufe sind dem Referenzfall, dargestellt in Abbildung 6.6, sehr ähnlich.

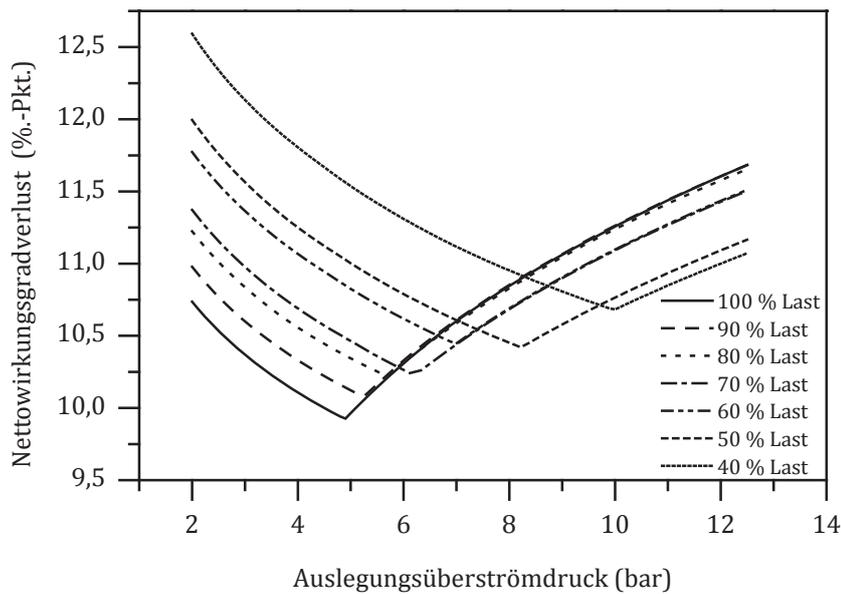


Abbildung 6.7: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck

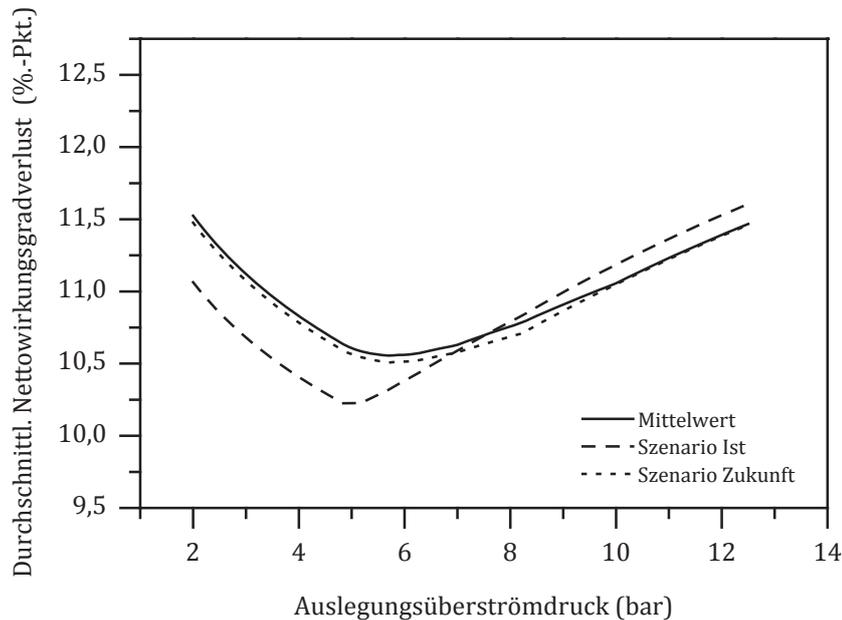


Abbildung 6.8: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust für die drei Szenarien in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck für den Fall, dass für den Dampf-Luvo eine Anzapfung im MD-Teil der Turbine verwendet wird

6.2 Retrofit der MD-Turbine

Wie oben beschrieben, ist ein Großteil des Nettowirkungsgradverlustes bei höheren Auslegungsüberströmdrücken auf die Einhaltung des maximalen Austrittsvolumenstroms der MD-Turbine zurückzuführen. Bei der Nachrüstung einer PCC besteht die Möglichkeit, die MD-Turbine an den Entspannungsverlauf anzupassen, dabei den maximalen Austrittsvolumenstrom zu erhöhen und somit die Verluste zu verringern.

In Abbildung 6.9 ist der Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für den Fall des MD-Turbinen-Retrofits mit einem Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar dargestellt. Mit sinkender Last steigt der Nettowirkungsgradverlust. Im Vergleich zum Referenzfall ergibt sich bei Volllast ein Vorteil von 0,3 %-Pkt. und bei 90 % Last ein Vorteil von 0,1 %-Pkt. infolge des Turbinen-Retrofits. Bei niedrigeren Lasten besteht kein Unterschied mehr zwischen den Varianten. Bei diesem Auslegungsüberströmdruck ist der Austrittsvolumenstrom der MD-Turbine im Vergleich zum Fall ohne Dampfantnahme für die PCC um 52 % erhöht. Der Dampf-Luvo wird in diesem Fall aus einer Anzapfung mit höherem Druckniveau, also aus der MD-Turbine, versorgt.

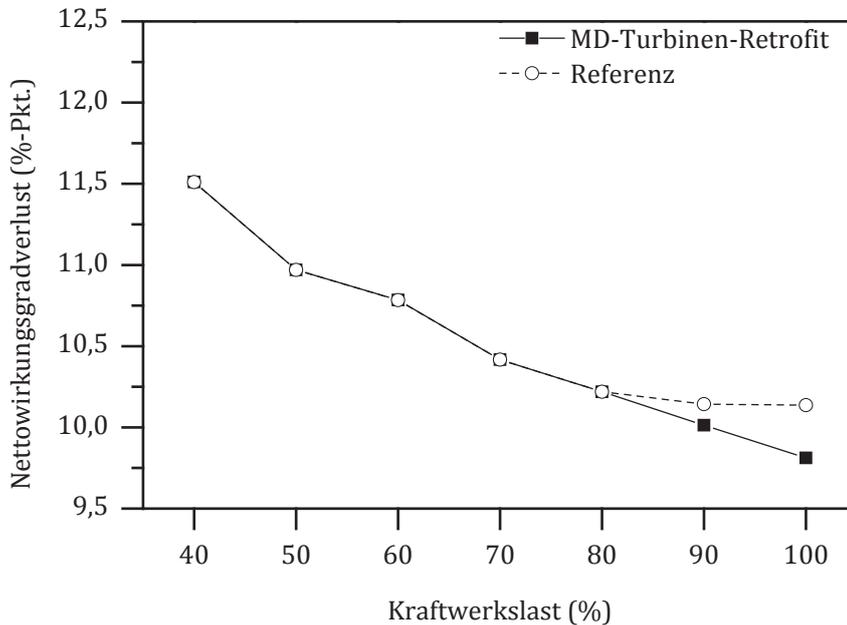


Abbildung 6.9: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für den Fall eines Retrofits der MD-Turbine und für den Referenzfall jeweils für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

In Tabelle 6.3 ist der durchschnittliche Nettowirkungsgrad der drei Szenarien zusammengefasst. Für das Szenario Ist ergibt sich im Vergleich zum Referenzfall (vgl. Abschnitt 5.4) ein Vorteil von 0,18 %-Pkt.. Er reduziert sich auf 0,06 %-Pkt. im Szenario Zukunft mit verstärktem Teillastbetrieb. Die Abnahme des Vorteils kann damit erklärt werden, dass sich der Vorteil des MD-Turbinenretrofits nur im oberen Lastbereich auswirkt und damit bei vermehrtem Teillastbetrieb der Vorteil reduziert wird.

Tabelle 6.3: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust der PCC für einen MD/ND-Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar für die drei Szenarien

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
10,53	10,11	10,49

In Abbildung 6.10 ist der Nettowirkungsgradverlust für unterschiedliche Lasten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck dargestellt. Wie in den obigen Diagrammen zeigt sich auch hier jeweils ein Minimum, wobei jenes bei 40 % Last au-

ßerhalb des betrachteten Bereichs liegt. In dieser Konfiguration ist bei Volllast ein Betriebspunkt mit OVO bei einem Druck von ca. 7 bar vorhanden.

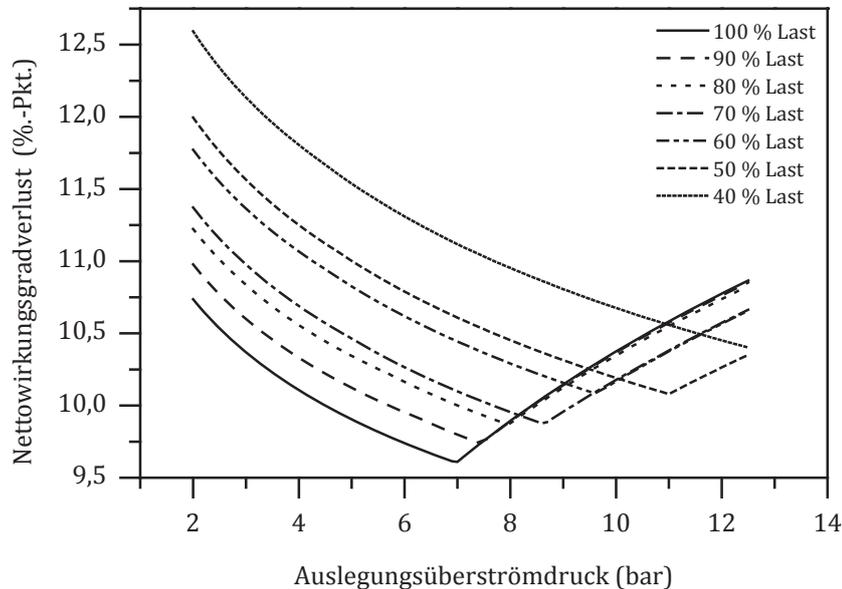


Abbildung 6.10: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Lasten in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck für den Fall des MD-Turbinenretrofits

Die Verläufe stimmen im Bereich niedriger Überströmdrücke bis zum Minimum mit denen in Abbildung 6.7 (ohne das Retrofit der MD-Turbine) überein. Allerdings liegen in diesem Fall die Minima im Bereich höherer Überströmdrücke, da die Druckhaltung zum Schutz der MD-Turbine entfällt und somit bei höheren Drücken dadurch kein Nachteil entsteht - die Verläufe werden jeweils bis zum Betriebspunkt mit OVO weitergeführt. Zudem wird bei der jeweiligen Last ein geringerer Nettowirkungsgradverlust erreicht als ohne MD-Turbinenretrofit.

In Abbildung 6.11 ist der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust für eine Kraftwerkskonfiguration mit MD-Turbinenretrofit für unterschiedliche Auslegungsüberströmdrücke dargestellt. Der minimale durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust kann mit dieser Maßnahme reduziert werden und tritt nun bei größeren Auslegungsüberströmdrücken auf. Aufgrund des Wegfalls der Begrenzung durch den maximalen Austrittsvolumenstrom aus der MD-Turbine kann der Druck für optimierte, drosselfreie Entnahme gewählt werden.

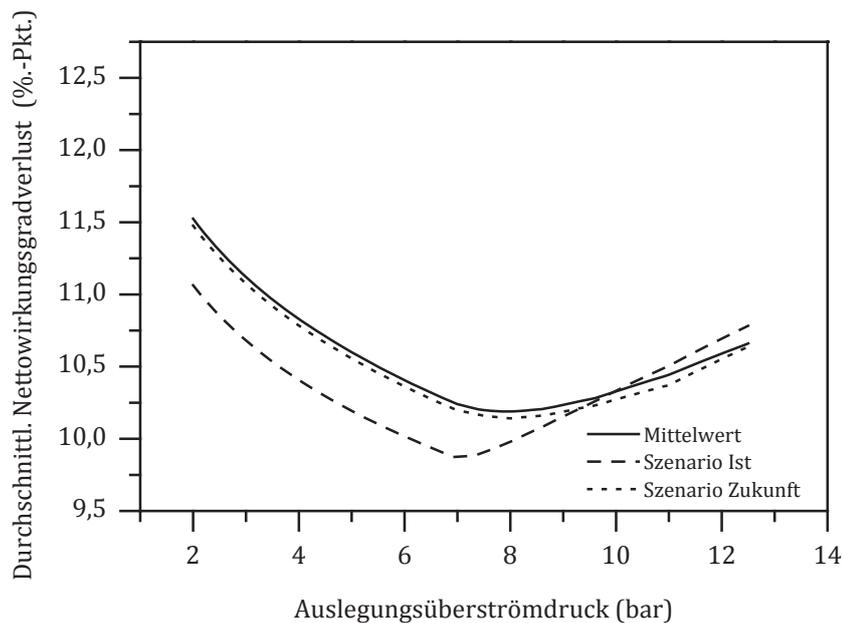


Abbildung 6.11: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust für die drei Szenarien in Abhängigkeit vom Auslegungsüberströmdruck für den Fall des MD-Turbinenretrofits

6.3 Neubaukraftwerk

Wird ein Kraftwerk als Neubau mit einer PCC geplant, können zwei Optionen gewählt werden. Zum einen kann der Wasserdampfkreislauf so ausgelegt werden, dass beim Abschalten der PCC der nicht benötigte Dampf in der ND-Turbine verstromt werden kann. In diesem Fall ist das Verhalten mit jenem bei der Nachrüstung entsprechend den obigen Untersuchungen identisch. Zum anderen kann die Anlage so geplant werden, dass die Dampfentnahme der Auslegungsfall ist. In diesem Fall ist es nicht möglich, den Dampf der PCC in der ND-Turbine zu verstromen. Bei der Auslegung des Neubau-Kraftwerks mit PCC wird die Feuerungswärmeleistung identisch mit dem RKW ohne PCC gewählt. Nachfolgend wird die Optimierung des Kraftwerks mit PCC als Neubau-Variante ohne die Möglichkeit der Verstromung des PCC-Dampfes untersucht.

In Abbildung 6.12 ist der Nettowirkungsgradverlust, der sich für dieses Neubaukraftwerk ergibt, in Abhängigkeit von der Last aufgetragen. Da das Kraftwerk für den Vollastfall ausgelegt ist, ist der Nettowirkungsgradverlust bei Vollast am kleinsten und auch geringer als der des Referenzfalls. Zudem steigt er mit abnehmender Last weniger stark an.

Die DHK ist bei Volllast voll geöffnet, und es wird ein Betrieb mit OVO realisiert. Verglichen mit der Nachrüstung mit Retrofit der MD-Turbine ergibt sich in diesem Fall kein signifikanter Vorteil. Der Kondensatordruck entspricht bei diesem Neubau dem des konventionellen Kraftwerks ohne PCC, da bereits bei der Auslegung des Kondensators die Dampfenahme für die PCC berücksichtigt wird. Des Weiteren sind die Austrittsverluste höher als bei der Nachrüstung.

Vorteilhaft ist, dass die Leistungsaufnahme der Kühlwasserpumpe halbiert ist und der Generatorwirkungsgrad im Vergleich zur Nachrüstung nicht so stark absinkt. Bei Teillast ergeben sich weitere Vorteile, da viele Aggregate im oberen Teillastbereich ein deutlich besseres Verhalten zeigen.

In Tabelle 6.4 ist der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust für die drei Szenarien aufgeführt. Im Vergleich zum Referenzprozess kann im Szenario Zukunft ein Vorteil von 0,45 %-Pkt. erzielt werden.

Tabelle 6.4: Durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust für ein Neubaukraftwerk mit PCC gegenüber dem RKW für die drei Szenarien

Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
10,13	9,86	10,10

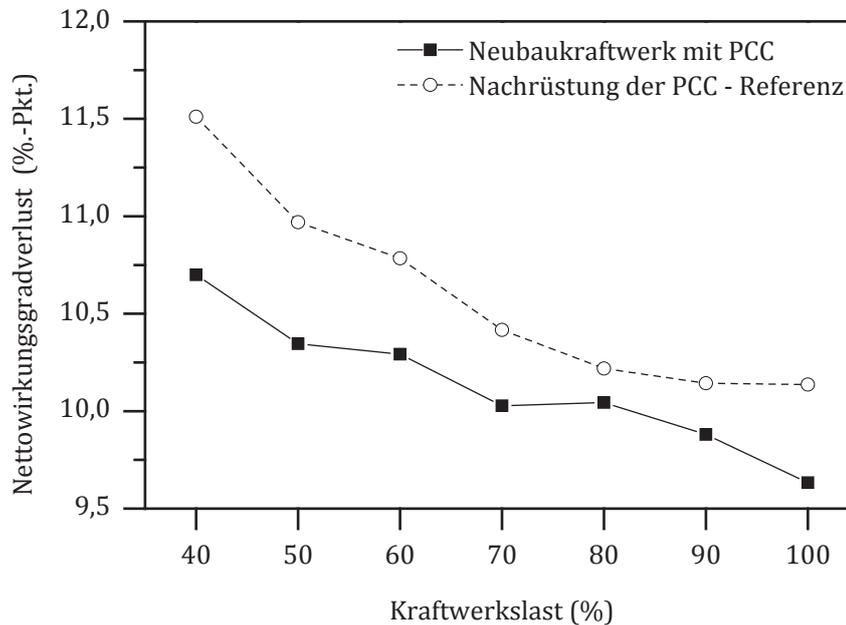


Abbildung 6.12: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für das Neubaukraftwerk mit PCC und das Kraftwerk mit Nachrüstung der PCC bei einem Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar (Referenz)

6.4 Druckabsenkung des Desorbers

Die Absenkung des Desorberdrucks kann zu einer Minderung des Wirkungsgradverlustes führen, wenn der Leistungsgewinn, der sich aus einem größeren Druckgefälle im MD-Teil der Turbine ergibt, den erhöhten spezifischen Wärmebedarf und den Mehrbedarf bei der CO₂-Verdichtung aufgrund des dann höheren Druckverhältnisses nicht kompensiert. Das allgemeine Verhalten ist in 2.2.4 beschrieben. Um das Verhalten detaillierter zu untersuchen, wird zuerst in 6.4.1 eine Untersuchung für geringere Desorberdrücke bei entsprechender Auslegung durchgeführt. Anschließend werden in 6.4.2 die PCC und in 6.4.3 der CO₂-Verdichter bei Absenkung des Desorberdrucks im gesamten Lastbereich für die Auslegung auf den Referenzfall mit einem Desorberdruck von 2 bar untersucht. Abschließend wird in 6.4.4 das Verhalten des Gesamtprozesses in Abhängigkeit von der Last aufgezeigt.

6.4.1 Auslegung für geringere Desorberdrücke bei Vollast

Um die Auswirkung der Druckabsenkung für Vollast zu untersuchen, wird der Desorberdruck zunächst bei Vollast variiert und alle Komponenten optimal ausge-

legt und betrieben. Der CO₂-Verdichter wird für die jeweiligen Drücke ausgelegt und kann auch bei Eingangsdrücken, die kleiner als 1,6 bar sind, auf den Enddruck verdichten. Das Verhalten der CO₂-Rauchgaswäsche ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

In Abbildung 6.13 ist der Nettowirkungsgradverlust für unterschiedliche Desorberdrücke im Auslegungsfall dargestellt, wobei es sich jeweils um den minimalen Nettowirkungsgradverlust für den optimalen Lösungsumlauf handelt. Der Nettowirkungsgradverlust steigt mit sinkendem Desorberdruck. Der gewählte Referenz-desorberdruck von 2 bar stellt das Optimum dar.

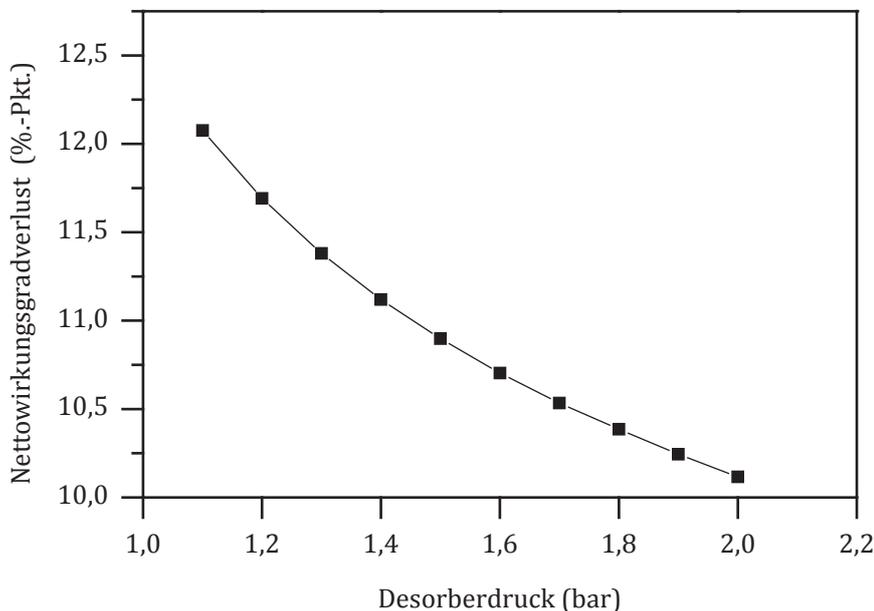


Abbildung 6.13: Nettowirkungsgradverlust für unterschiedliche Desorberdrücke im Auslegungsfall

Im Vergleich zu einem Desorberdruck von 2 bar steigt der spezifische Wärmebedarf bei einem Druck von 1,5 bar um 6 %. Der spezifische Energiebedarf des CO₂-Verdichters erhöht sich aufgrund des höheren Druckverhältnisses um 9 %. Die reduzierte Reboilertemperatur führt im Referenzfall nicht zu einer Absenkung des Drucks an der Entnahmestelle aus der Überströmleitung, da zur Einhaltung des maximalen MD-Turbinen-Austrittsvolumenstroms der Druck in der Überströmleitung gehalten werden muss. Aus diesem Grund wirken sich nur die beiden negativen Einflüsse, der höhere Energiebedarf der CO₂-Verdichtung und der höhere

Wärmebedarf, aus und der Nettowirkungsgradverlust steigt, wie in Abbildung 6.13 dargestellt, um 0,78 %-Punkte an.

Um einen Vorteil bei einer Absenkung des Desorberdrucks zu erreichen, muss die dann mögliche Reduzierung der Reboilertemperatur zu einem geringeren Druck in der Überströmleitung führen. Daher wurden die Untersuchungen statt mit dem Referenz-Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar mit einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass der Nettowirkungsgradverlust für einen Desorberdruck von 2 bar bis 1,8 bar nahezu konstant bleibt. Hier wirkt sich die infolge der Absenkung der Reboilertemperatur erzielte Mehrleistung in der MD-Turbine soweit positiv aus, dass der höhere spezifische Wärmebedarf und der höhere Energiebedarf der CO₂-Verdichtung kompensiert werden können. Bei Desorberdrücken unterhalb von 1,8 bar steigt der Nettowirkungsgradverlust bei einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar aufgrund des erhöhten Aufwands zur CO₂-Verdichtung an. Eine Absenkung des Desorberdrucks bei Vollast erhöht den Nettowirkungsgradverlust und ist somit keine sinnvolle Maßnahme.

6.4.2 Verhalten der PCC bei veränderten Desorberdrücken

Im Gegensatz zum Vollastbetrieb ist es bei Teillast möglich, den Desorberdruck abzusenken, um sich den Vorteil des damit verbundenen geringeren notwendigen Drucks in der Überströmleitung für eine Mehrleistung in der MD-Turbine zunutze zu machen und dadurch den Nettowirkungsgradverlust zu reduzieren. In diesem Fall muss der CO₂-Verdichter entsprechend Abbildung 3.6 betrieben werden und die Verdichtung auf den Enddruck sicherstellen.

In Abbildung 6.14 sind die Schnittstellengrößen spezifische Wärmebedarf und Reboilertemperatur für den minimalen Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom Desorberdruck für den gesamten Lastbereich aufgetragen. Der spezifische Wärmebedarf steigt mit sinkendem Desorberdruck und sinkt mit abnehmender Last. Die Reboilertemperatur sinkt mit abnehmendem Desorberdruck. Bei kleineren Lasten reduziert sich die Reboilertemperatur stärker als bei höheren Lasten. Das liegt zum einen am geringeren Druckverlust und zum anderen am größeren Lösungsumlauf (höhere arme Beladung) für den minimalen Nettowirkungsgradverlust.

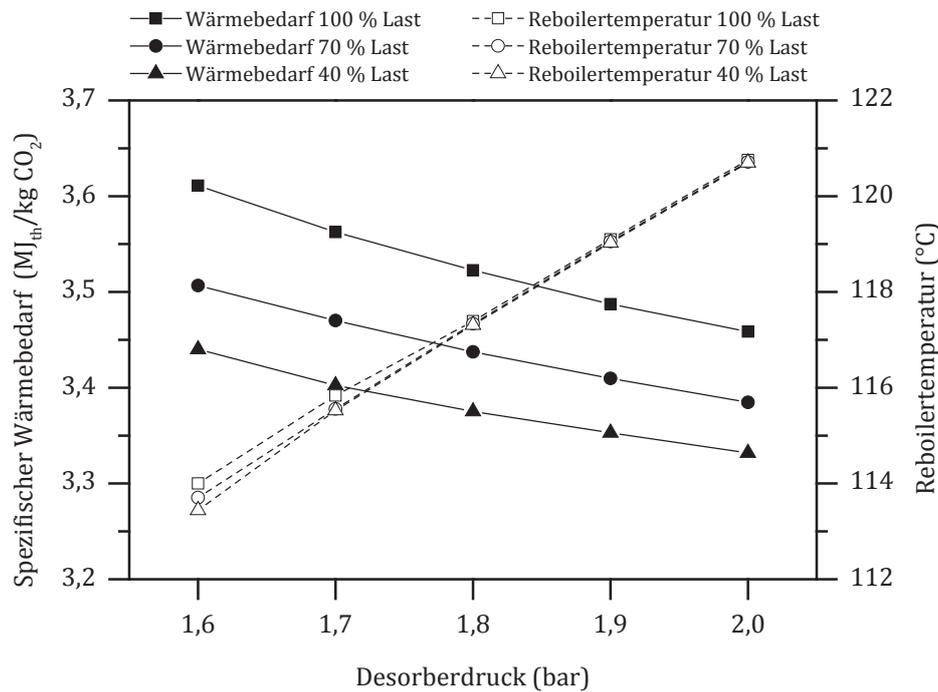


Abbildung 6.14: Spezifischer Wärmebedarf und Reboilertemperatur für verschiedene Lasten in Abhängigkeit vom Desorberdruck

6.4.3 Verhalten des Verdichters

Der CO₂-Verdichter wird für einen Desorberdruck von 2 bar ausgelegt. Bei Abweichungen von diesem Druck, wird der CO₂-Verdichter außerhalb des Nennbereichs betrieben. Die sich für den CO₂-Verdichter bei der hier untersuchten Druckabsenkung des Desorbers ergebenden Grenzen des Betriebsbereichs zur Erreichung des festen Enddrucks von 110 bar sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Der Betrieb zwischen den Bereichen mit unterschiedlichen CO₂-Verdichterstranzahlen wird durch den Bypassbetrieb sichergestellt.

In Abbildung 6.15 ist der spezifische Energiebedarf für unterschiedliche Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Beaufschlagung des CO₂-Verdichters aufgetragen. Für die unterschiedlichen Desorberdrücke sind deutlich die Charakteristiken von Bypassbetrieb und Verdichterstrangabschaltung zu sehen. Der Energiebedarf liegt für abnehmende Desorberdrücke auf einem leicht höheren Niveau. Allerdings ist der Betriebsbereich für einen geringeren Desorberdruck deutlich kleiner, sodass über den gesamten Lastbereich wesentlich mehr im Bypassbetrieb gefahren werden muss. Darauf ist letztlich der stark erhöhte Energiebedarf zurückzuführen. Bei

einem Druck von 1,6 bar kann der Energiebedarf auf über das eineinhalbfache des Bedarfs bei 2 bar ansteigen.

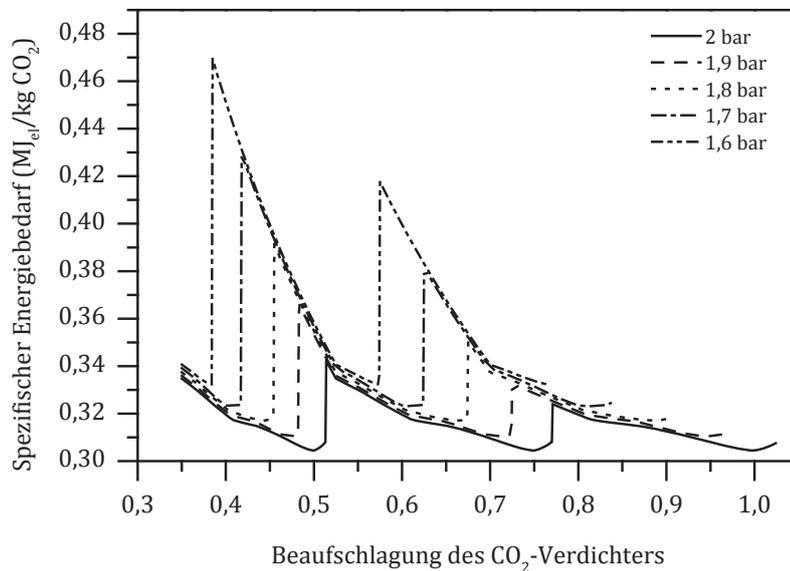


Abbildung 6.15: Spezifischer Energiebedarf der CO₂-Verdichtung für verschiedene Desorberdrücke in Abhängigkeit von der massenstrombezogenen Beaufschlagung des CO₂-Verdichters

Aufgrund der Volumenzunahme und der nicht mehr ausreichenden spezifischen Verdichtungsarbeit ist bei einer Beaufschlagung des Verdichters von 1 nur eine Druckabsenkung auf 1,95 bar möglich. Die gewünschte Absenkung auf einen Druck von 1,9 bar ist ab einer Beaufschlagung von 0,962 möglich. Erst bei Beaufschlagungen von weniger als 0,768 ist eine Absenkung auf 1,6 bar möglich.

6.4.4 Verhalten des Gesamtprozesses

Mit den vorher diskutierten lastabhängigen Schnittstellengrößen für die PCC und den CO₂-Verdichter kann der Gesamtprozess untersucht werden. Um einen Vorteil im Gesamtprozess zu erzielen, müssen der erhöhte Energiebedarf der CO₂-Verdichtung und der erhöhte Wärmebedarf zur Regeneration durch die zusätzlich im MD-Teil der Turbine erzielbare Leistung aufgrund des der niedrigeren Reboilertemperatur und des damit geringeren benötigten Dampfdrucks in der Überströmleitung überkompensiert werden.

In Abbildung 6.16 sind die Nettowirkungsgradverluste für unterschiedliche Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von

5,5 bar dargestellt. Die dargestellten Ergebnisse stellen jeweils das Minimum aus der Optimierung des Lösungsumlaufs dar. Der Nettowirkungsgradverlust steigt mit sinkender Last an. Im oberen Lastbereich ist der Nettowirkungsgradverlust bei einem Desorberdruck von 2 bar am niedrigsten, sodass eine Absenkung des Desorberdrucks in diesem Bereich nicht vorteilhaft ist, weil in diesem Bereich die Druckhalteklappe zur Einhaltung des maximalen Austrittsvolumenstroms aus der MD-Turbine den Druck anstaut und dadurch eine Reduktion der Reboilertemperatur den Druck in der Überströmleitung nicht weiter absinken lässt und somit keine Mehrleistung in der MD-Turbine erzeugt werden kann. Bei Lasten unterhalb von 80 % kann bei einem geringeren Desorberdruck der Nettowirkungsgradverlust kleiner sein als bei einem Desorberdruck von 2 bar, sodass hier eine Desorberdruckabsenkung Vorteile bringen kann. Des Weiteren lässt sich erkennen, dass Bereiche, in denen der geringere Desorberdruck nur durch den Bypassbetrieb des CO₂-Verdichters möglich ist, zu vermeiden sind. Bei 50 % Last ist bereits bei einem Druck von 1,9 bar ein Bypassbetrieb notwendig, wodurch der Betrieb des Gesamtprozesses ineffizient wird. Bei 40 % Last dagegen ist erst ab einem Druck von 1,6 bar ein Bypassbetrieb notwendig.

Der Vorteil, der gegenüber dem Referenzfall aus einer Betriebsweise mit variablem Desorberdruck entstehen kann, liegt beim Szenario Ist bei 0,01 %-Pkt. und bei dem Szenario Zukunft bei 0,03 %-Pkt..

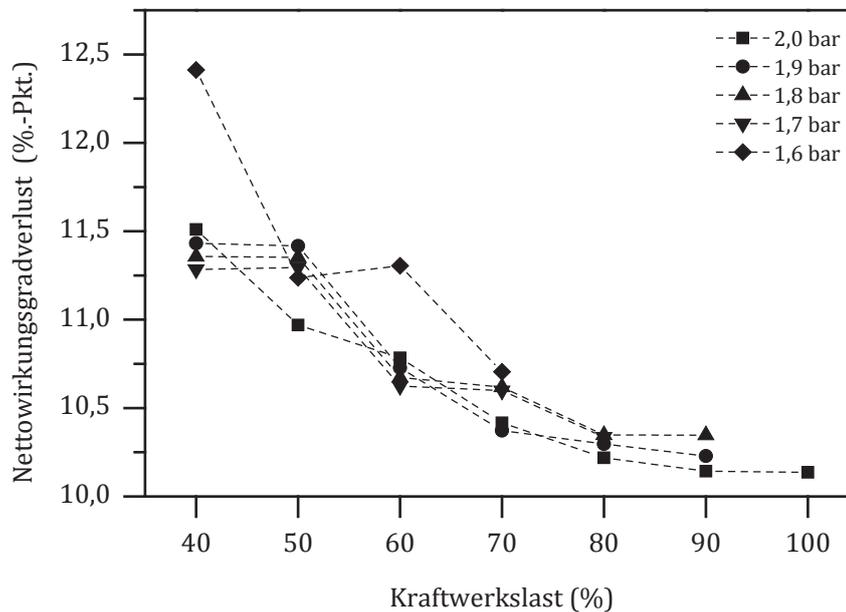


Abbildung 6.16: Netowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

In Abbildung 6.17 ist der Netowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last für verschiedene Desorberdrücke bei einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar aufgetragen. Bei 90 % Last zeigt eine Druckabsenkung des Desorbers im Vergleich zum Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar einen minimalen Vorteil. Insgesamt ergibt sich jedoch ein ähnliches Bild wie in Abbildung 6.16. Im Szenario Ist beträgt der über die gesamte Last ermittelte Vorteil 0,02 %Pkt. und im Szenario Zukunft 0,03 %-Pkt.

In Abbildung 6.18 ist der Netowirkungsgradverlust für ein Kraftwerk mit einem Auslegungsüberströmdruck von 9 bar für verschiedene Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Der Netowirkungsgradverlust ist bei allen Lasten – außer bei 40 % Last – für den Desorberdruck von 2 bar am geringsten. Der Druck an der Entnahmestelle wird maßgeblich durch die Charakteristik der MD-Turbine geprägt, weshalb keine Vorteile durch die geringere Reboilertemperatur erzielt werden können. Ein signifikanter Wirkungsgradvorteil auf den Gesamtbetrieb ist in diesem Fall nicht vorhanden, da nur der Betrieb bei 40 % Last ein vorteilhaftes Verhalten bei niedrigeren Desorberdrücken zeigt und dieser Lastpunkt in den Szenarien nur wenig Einfluss besitzt.

Zusammenfassend kann somit festgestellt werden, dass es keine bemerkenswerten Vorteile mit sich bringt, den Desorberdruck lastabhängig zu variieren.

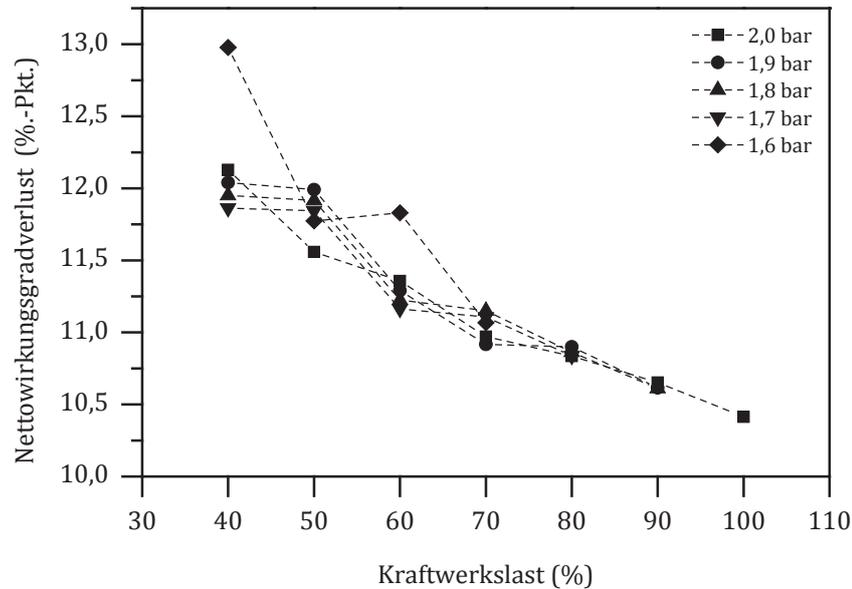


Abbildung 6.17: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 3 bar

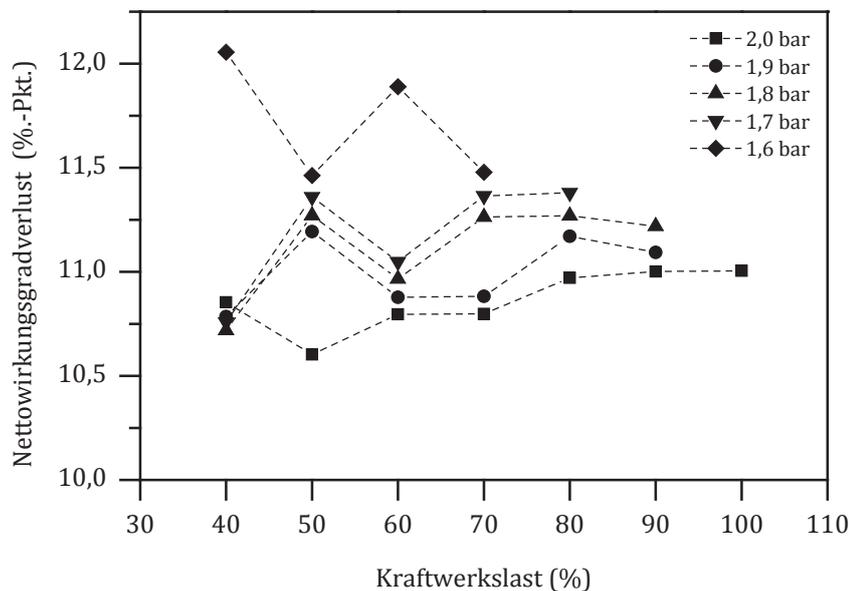


Abbildung 6.18: Nettowirkungsgradverlust für verschiedene Desorberdrücke in Abhängigkeit von der Last für einen Auslegungsüberströmdruck von 9 bar

6.5 Lean Vapour Recompression

Als mögliche Prozessmodifikation wird die *Lean Vapour Recompression* (LVR), die in Abschnitt 2.2.3 bereits kurz beschrieben wurde, untersucht. Diese Variante stellt eine gute Möglichkeit dar, um den Nettowirkungsgradverlust zu reduzieren [14, 56]. Dem durch den zusätzlichen Strippdampf aus dem Flash-Verdampfer reduzierten Wärmebedarf steht ein erhöhter elektrischer Bedarf des LVR-Verdichters gegenüber. Damit ergibt sich der Druck im Flash-Verdampfer als zusätzlicher Parameter bei der Auslegung und Optimierung.

In Abbildung 6.19 ist der sich ändernde Bereich um den Desorber bei der Prozessmodifikation mit LVR schematisch dargestellt. Die Referenzvariante ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Die CO₂-reiche Lösung wird vom Absorber zum Desorber gepumpt und im RLHX vorgewärmt. Im Desorber wird die Lösung regeneriert. Die Lösung mit der armen Beladung wird aus dem Reboiler abgezogen und in einem Flash-Verdampfer auf einen niedrigeren Druck entspannt. Der flüssige Strom aus dem Flash-Verdampfer wird über den RLHX zum Absorber gepumpt. Die gasförmige Phase wird mit einem Verdichter auf das Druckniveau des Desorbers gebracht und oberhalb des Desorbersumpfes zugeführt.

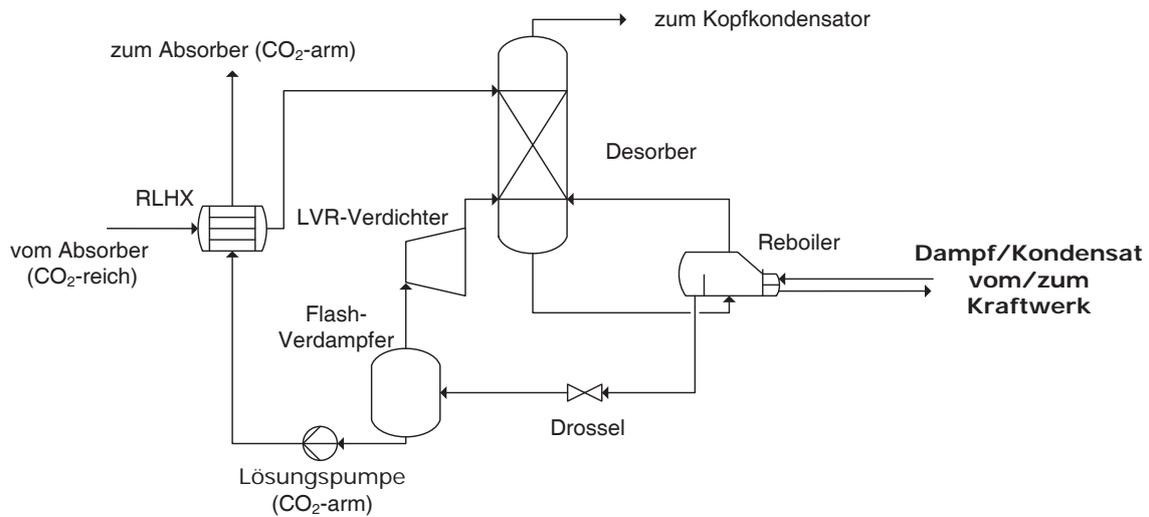


Abbildung 6.19: Schematische Darstellung des Bereiches um den Desorber bei Verwendung einer LVR

Im Modell wird die LVR in den Referenzprozess integriert. Bei den durchgeführten Simulationen ist insbesondere das Teillastverhalten des zusätzlichen LVR-Verdichters von Bedeutung.

6.5.1 Auswahl des Flash-Drucks

Der Druck für den Flash-Verdampfer wird im Rahmen der Optimierung zwischen 1 bar und 1,9 bar variiert.

In Abbildung 6.20 sind der spezifische Wärmebedarf und der elektrische Eigenbedarf der Lösungspumpen und des LVR-Verdichters in Abhängigkeit vom Flash-Druck dargestellt. Mit sinkendem Flash-Druck wird zum einen mehr zusätzlicher Strippdampf produziert und dadurch der spezifische Wärmebedarf des Reboilers reduziert. Zum anderen muss der LVR-Verdichter jedoch eine größere Druckdifferenz überwinden, wodurch der elektrische Bedarf ansteigt. Der elektrische Eigenbedarf der Lösungspumpen steigt mit sinkendem Druck nur geringfügig an.

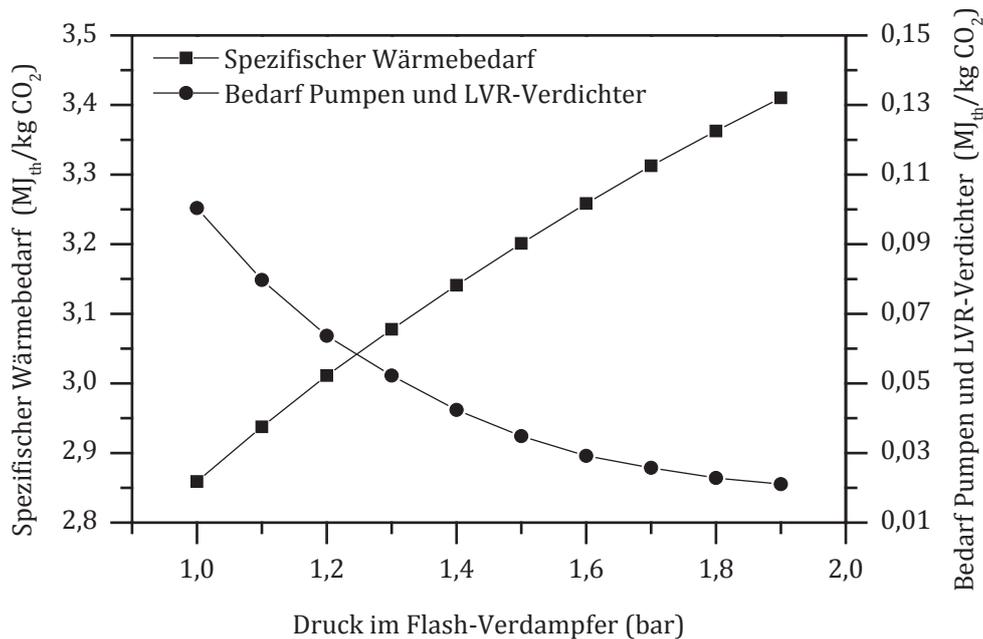


Abbildung 6.20: Spezifischer Wärmebedarf und elektrischer Bedarf der Pumpen in der PCC und des LVR-Verdichters in Abhängigkeit vom Druck im Flash-Verdampfer

Die Temperatur der armen Lösung aus dem Flash-Verdampfer sinkt mit abnehmendem Druck ab, wodurch auch die Temperatur der reichen Lösung am Desorbereintritt abnimmt. Durch diesen Effekt steigt zwar die benötigte sensible Wärmemenge, insgesamt wird der über den Reboiler zuzuführende Wärmebedarf aber reduziert. Das Optimum für den Wärmebedarf befindet sich bei niedrigeren Flash-Drücken bei geringeren L/G-Verhältnissen als im Referenzfall, da sich, wie oben beschrieben, ein geringerer Lösungsumlauf positiv auswirkt.

In Abbildung 6.21 ist der Nettowirkungsgradverlust für die Prozessmodifikation mit LVR für den Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar dargestellt. Bei einem Flash-Verdampferdruck von 1,1 bar ergibt sich ein Minimum. Bei höheren Drücken ist der höhere Wärmebedarf und bei geringeren Drücken der erhöhte Aufwand für die Verdichtung maßgeblich für das Ansteigen des Nettowirkungsgradverlustes. Sein Optimum liegt bei 9,5 %-Pkt. und ist um 6 % geringer als jenes des Referenzprozesses.

Bei den Auslegungsüberströmdrücken von 3 bar und 9 bar liegt der optimale Druck im Flash-Verdampfer ebenfalls bei 1,1 bar.

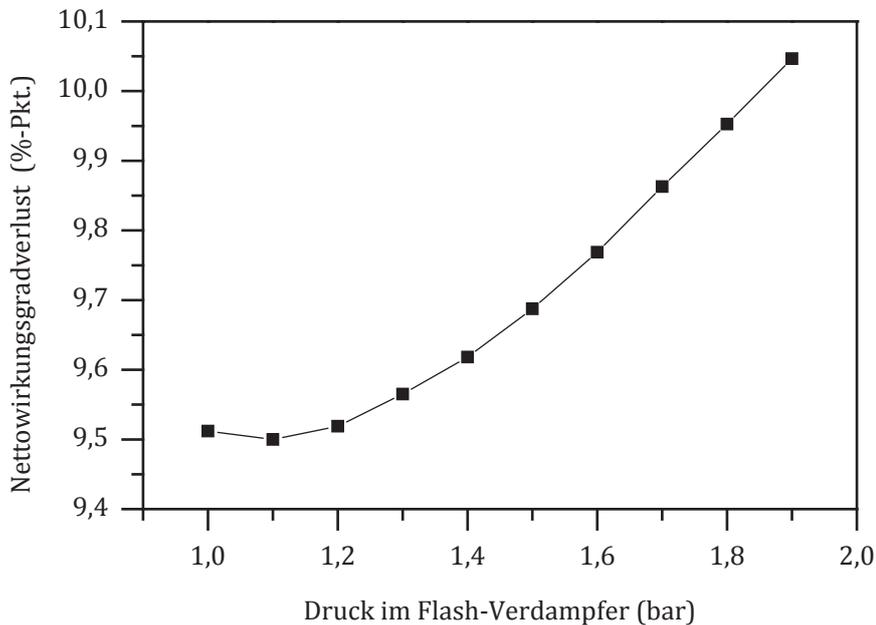


Abbildung 6.21: Nettowirkungsgradverlust für die LVR in Abhängigkeit von dem Druck im Flash-Verdampfer für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

6.5.2 Verhalten der PCC mit LVR

In Abbildung 6.22 sind die wesentlichen Schnittstellengrößen der PCC mit LVR in Abhängigkeit von der Last zusammengefasst. Wie beim Referenzprozess reduzieren sich der Wärme- und Kühlbedarf mit sinkender Last, sind aber im Vergleich zum Referenzfall deutlich reduziert. Der spezifische Wärmebedarf ist bei Volllast um 15,3 % geringer als im Referenzfall. Bei 40 % Last beträgt dieser Vorteil 16,2 %. Der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC mit LVR zeigt ein Minimum bei 70 % Last. Dieses Verhalten ist auf den LVR-Verdichter zurückzuführen. Bei Volllast ist der elektrische Eigenbedarf dann um 117 % im Vergleich zu den in Abbildung 5.10 dargestellten Ergebnissen des Referenzfalls erhöht.

Die Reboilertemperatur wird bei diesen Untersuchungen wie beim Referenzprozess über der Last konstant gehalten. Die Auswirkungen auf den Gesamtprozess werden im folgenden Abschnitt diskutiert.

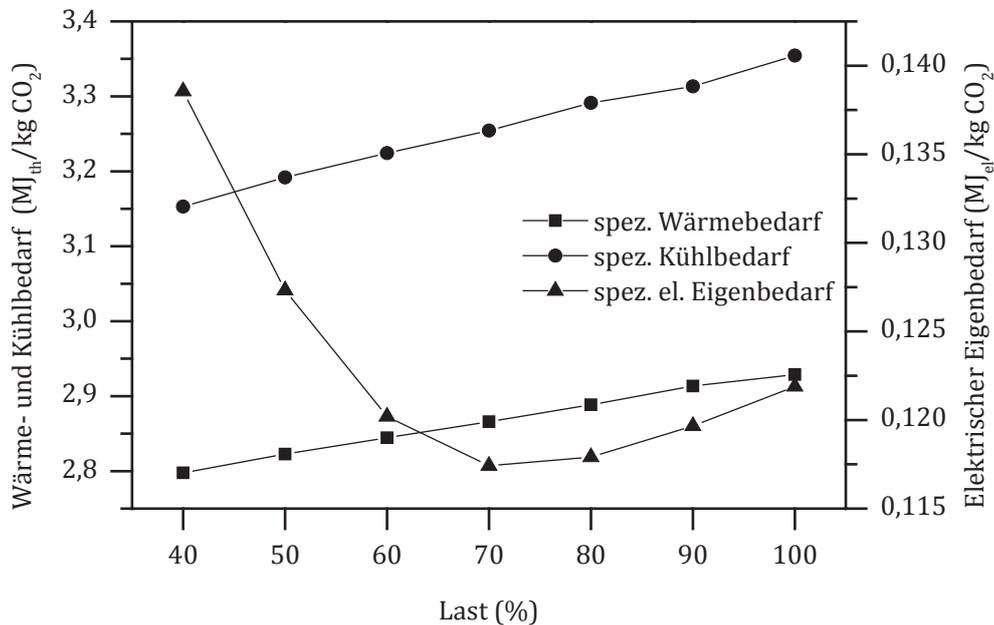


Abbildung 6.22: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf und elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit von der Last für einen Druck im Flash-Verdampfer von 1,1 bar

6.5.3 Verhalten des Gesamtprozesses

Die Auswirkungen der PCC mit LVR auf den Gesamtprozess sind in Abbildung 6.23 in Form des Nettowirkungsgradverlustes dargestellt. Der Nettowirkungsgradverlust steigt von Volllast bis 70 % Last nur wenig an. Bei niedrigeren Lasten ist der Anstieg deutlich sichtbar, und der Unterschied der Nettowirkungsgradverluste zwischen Referenzfall und der Variante mit LVR wird geringer.

Es wurde festgestellt, dass bei Variation des Lösungsumlaufs für die PCC mit LVR und einem Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar die Minima des Wärmebedarfs und des Nettowirkungsgradverlustes bei dem gleichen L/G-Verhältnis liegen. Im Gegensatz dazu verschiebt sich bei dem in Abschnitt 5.4 dargestellten Referenzfall der optimale Betrieb bei niedrigen Teillasten hin zu höheren L/G-Verhältnissen. Die Ursache dafür ist der Vorteil bei geringeren Lösungsumläufen aufgrund der kälteren Lösung in den Desorber der PCC mit LVR im Vergleich zum Referenzfall. Der deutlich reduzierte Wärmebedarf und damit verbunden eine geringere Absenkung des Dampfdrucks in der Überströmleitung und infolgedessen höhere Leistungen in MD- und ND-Turbine bewirken eine Reduzierung des Nettowirkungsgradverlustes.

Der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust für das Szenario Ist ist im Vergleich zum Referenzfall um 6,3 % und für das Szenario Zukunft um 6,2 % geringer. Somit ergibt sich, zu dem geringeren Nettowirkungsgradverlust bei Volllast, bei Teillast ein zusätzlicher Vorteil durch den geringeren Wärmebedarf. Bei einem Auslegungsüberströmdruck von 3 bar sind die Nettowirkungsgradverluste für das Szenario Ist um 5,7 % und für das Szenario Zukunft um 5,1 % geringer. Bei einem Kraftwerk mit einem Auslegungsüberströmdruck von 9 bar beträgt der Vorteil für das Szenario Ist 7,0 % und für das Szenario Zukunft 6,8 %.

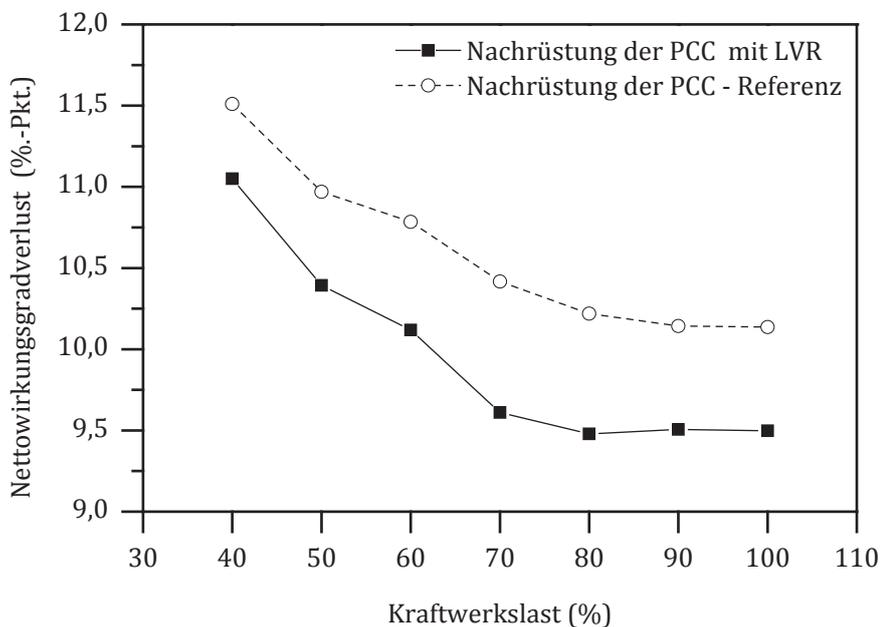


Abbildung 6.23: Nettowirkungsgradverlust für die PCC mit LVR und den Referenzfall in Abhängigkeit von der Last für einen Druck im Flash-Verdampfer von 1,1 bar jeweils für einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

6.6 Neue Lösungsmittel

Um die Auswirkungen eines Lösungsmittels mit anderen Eigenschaften aufzuzeigen, wird das Lösungsmittel Piperazine (PZ) betrachtet. Die Ergebnisse für den spezifischen Wärme- und Kühlbedarf, den spezifischen elektrischen Eigenbedarf und den Druck des Desorbers werden für die Untersuchung bei Volllast nach [57] bestimmt. Als Lösungsmittel wird dabei 8 m PZ eingesetzt. Der elektrische Eigenbedarf der CO₂-Verdichtung wird mit der Kompressorkonfiguration nach [58] bestimmt.

Es wird angenommen, dass sich das Teillastverhalten der Schnittstellengrößen wie bei Verwendung von MEA als Lösungsmittel ergibt. In Abbildung 6.24 sind die entsprechenden Schnittstellengrößen dargestellt. Der spezifische Wärmebedarf fällt mit sinkender Last. Für eine Reboilertemperatur von 150 °C ist der spezifische Wärmebedarf um 34 % geringer als bei Verwendung von MEA. Der elektrische Eigenbedarf der PCC ist aufgrund eines höheren L/G-Verhältnisses und des Intercoolings höher als bei Verwendung von MEA. Bei einer Reboilertemperatur von 150 °C liegt der Desorberdruck bei ca. 9 bar, wodurch der Aufwand für die CO₂-Verdichtung deutlich reduziert ist. Bei der Reboilertemperatur von 120 °C liegt der Desorberdruck bei ca. 2,5 bar, wodurch der Aufwand zur CO₂-Verdichtung etwas geringer als beim Einsatz von MEA ist.

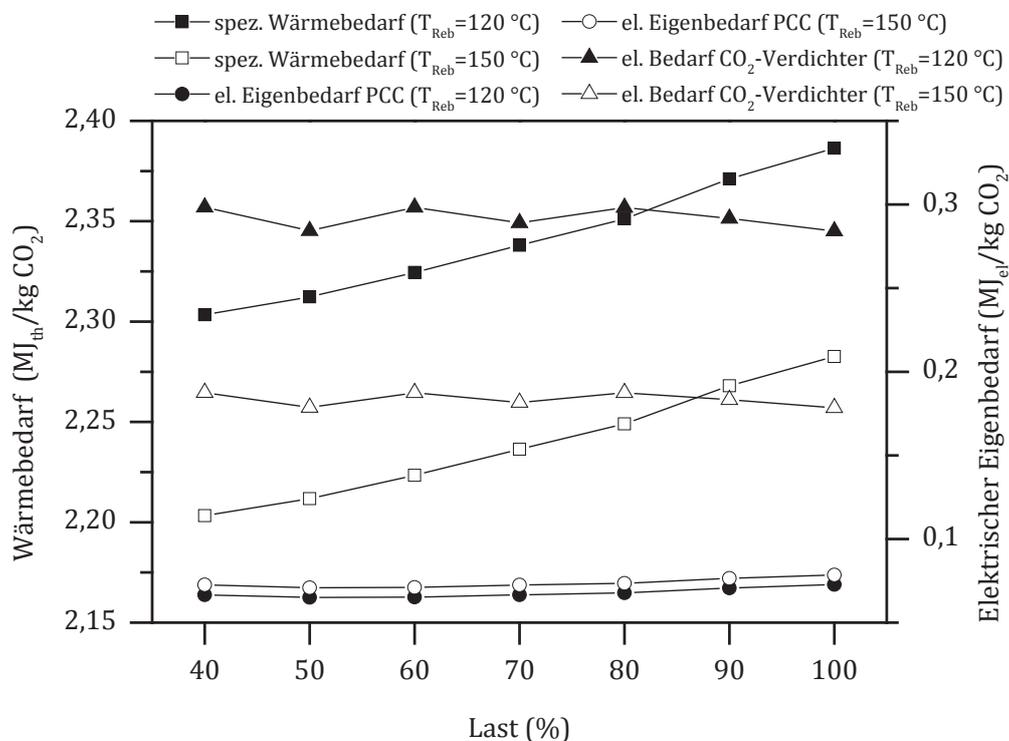


Abbildung 6.24: Spezifischer Wärme- und Kühlbedarf, sowie spezifischer elektrischer Eigenbedarf der PCC und des CO₂-Verdichters in Abhängigkeit von der Last für PZ bei den Reboilertemperaturen von 120 °C und 150 °C

Die Auswirkungen der Schnittstellengrößen sind in Abbildung 6.25 in Form des Nettowirkungsgradverlustes dargestellt. Der Nettowirkungsgradverlust steigt mit sinkender Last. Für eine Reboilertemperatur von 120 °C liegt der Verlust auf einem deutlich niedrigeren Niveau, obwohl der spezifische Wärmebedarf und der Aufwand für die CO₂-Verdichtung für diesen Fall höher sind. Diese beiden Nachteile

werden durch die geringere aus der Überströmleitung zu entnehmende Dampfqualität überkompensiert. Bei der Reboilertemperatur von 150 °C ist zudem mit einem Druckverlust von 2,7 bar über die DHK und daher mit zusätzlichen Verlusten für die Dampfconditionierung zu rechnen. Bei einer Reboilertemperatur von 120 °C ist keine aufwendige Dampfconditionierung notwendig.

Für den Einsatz von PZ als Lösungsmittel ergeben sich mittlere Nettowirkungsgradverluste, die in Tabelle 6.5 zusammengefasst sind. Für eine Reboilertemperatur von 120 °C liegen die durchschnittlichen Nettowirkungsgradverluste und auch der Wirkungsgradverlust bei Volllast bei ca. 75 % des Referenzfalls. Der Nettowirkungsgradverlust bei Verwendung von PZ mit einer Reboilertemperatur von 150 °C ist bei Volllast 18 % geringer als beim Referenzfall mit MEA. Für das Szenario Zukunft ist der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust nur noch 14 % geringer als bei Verwendung von MEA. Durch die hohe Reboilertemperatur nehmen die Verluste bei Teillast stärker zu als beim Referenzfall mit MEA.

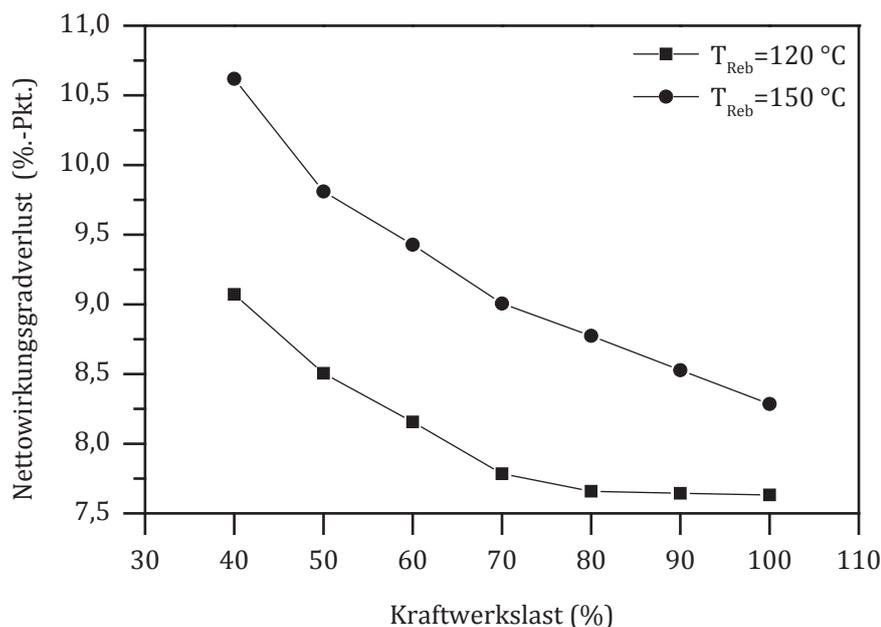


Abbildung 6.25: Nettowirkungsgradverlust für den Einsatz von PZ in Abhängigkeit von der Last für die Reboilertemperaturen 120 °C und 150 °C und einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

Tabelle 6.5: Durchschnittliche Nettowirkungsgradverluste für PZ für unterschiedliche Reboilertemperaturen für die unterschiedlichen Szenarien und einen Auslegungsüberströmdruck von 5,5 bar

Reboilertemperatur	Mittelwert	Szenario Ist	Szenario Zukunft
120 °C	8,06	7,77	8,02
150 °C	9,21	8,65	9,14



7 ZUSÄTZLICHE ELEKTRISCHE LEISTUNG DURCH REDUKTION DER CO₂-ABTRENNUNGSRATE

Die Möglichkeit der Bereitstellung von zusätzlicher elektrischer Leistung durch die Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate stellt bei dem Dampfkraftwerk mit PCC eine Besonderheit im Hinblick auf die Flexibilität dar. Wie in 2.2.7 beschrieben, werden dabei die drei genannten Möglichkeiten:

- Keine Anpassung des Lösungsumlaufs,
- Anpassung des Lösungsumlaufs und
- Absorber-Bypass

unterschieden.

Eine vollständige Abschaltung der PCC bringt bei Volllast eine zusätzliche Leistung von 28,6 %, bezogen auf den Referenzprozess mit einer CO₂-Abtrennungsrate von 90 %.

Obgleich im Teillastbetrieb vor einer Reduzierung der PCC zunächst einmal die Feuerungswärmeleistung zur Laststeigerung angehoben werden sollte, wird der Vollständigkeit halber auch die Reduzierung der CO₂-Abtrennungsrate bei Teillast betrachtet. So entspricht die vollständige Abschaltung der PCC bei 40 % Last einer Steigerung der Last bei Betrieb mit PCC auf 52 %. Die zu wählende Fahrweise wird von vielen Einflüssen abhängen (Strompreis, CO₂-Zertifikatspreis und Regulierung). Zur Bereitstellung von Regelenergie ist eine kurzzeitige Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate im Teillastbereich gut möglich. Weitere Untersuchungen, die diesen Bereich beschreiben, sind in [15] zu finden.

7.1 Verhalten der PCC bei reduzierter CO₂- Abtrennungsrate

Bei der ersten Variante wird der Lösungsumlauf konstant gehalten. Die dem Reboiler zugeführte Wärmemenge wird reduziert und die Lösung nicht mehr im gleichen Maße regeneriert. Die arme Beladung der Lösung steigt an, wodurch die Kapazität der Lösung sinkt. Durch die höhere arme Beladung der Lösung und die geringere Kapazität bei gleichem Lösungsumlauf kann die CO₂-Abtrennungsrate nicht mehr bei 90 % gehalten werden.

In Abbildung 7.1 ist der spezifische Wärmebedarf in Abhängigkeit von der CO₂-Abtrennungsrate bei Volllast für drei Varianten dargestellt. Bei der Variante ohne Anpassung des Lösungsumlaufs nimmt der spezifische Wärmebedarf bei einer von 90 % ausgehenden Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate erst ab und steigt dann an. Die anfängliche Abnahme ist darauf zurückzuführen, dass neben der höheren Beladung der armen Lösung auch die Beladung der reichen Lösung ansteigt und dadurch der Bedarf von Stripddampf am Kopf des Desorbers reduziert werden kann. Der mit weiter abnehmender CO₂-Abtrennungsrate zunehmende spezifische Wärmebedarf ist darauf zurückzuführen, dass durch die geringere Menge an abgetrenntem CO₂ bei einem spezifisch großen Lösungsmassenstrom die sensible Wärme eine immer größere Bedeutung erhält. Der spezifische Wärmebedarf steigt dadurch auf Werte, welche unterhalb der CO₂-Abtrennungsrate von 60 % höher sind als bei der CO₂-Abtrennungsrate von 90 % und mit weiter abnehmenden CO₂-Abtrennungsraten sehr stark weiter ansteigen.

Da der Rauchgasmassenstrom im Gebläse nach Absorber mit abnehmender CO₂-Abtrennungsrate aufgrund des zusätzlichen CO₂ zunimmt, steigt der spezifische elektrische Bedarf der PCC bei Volllast und einer Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate auf 50 % um 94 % an. Dieser Effekt führt dazu, dass der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC mit abnehmender CO₂-Abtrennungsrate nicht reduziert wird sondern annähernd konstant bleibt.

Der spezifische elektrische Bedarf des CO₂-Verdichters hängt von der Beaufschlagung des CO₂-Verdichters ab. Bei einer Beaufschlagung des CO₂-Verdichters von weniger als 27 % werden drei CO₂-Verdichterstränge abgeschaltet. Bei geringeren Beaufschlagungen als 18 % steigt der spezifische Bedarf des CO₂-Verdichters aufgrund des Bypassbetriebs stark an.

Um eine CO₂-Abtrennungsrate von im Mittel 90 % und mehr zu erreichen, ist eine Erhöhung der CO₂-Abtrennungsrate denkbar. Dafür müsste die arme Beladung abgesenkt werden. Um dies zu erreichen, ist ein größerer Anteil Stripddampf im oberen Bereich des Desorbers notwendig, ähnlich dem Verhalten bei konstanter CO₂-Abtrennungsrate und geringem L/G-Verhältnis (vgl. 2.2.4). Zusätzlich würde die Beladung der reichen Lösung leicht absinken.

Um den Anstieg des spezifischen Wärmebedarfs mit abnehmender CO₂-Abtrennungsrate zu vermeiden, lässt sich der Lösungsumlauf anpassen. Der spezifische Wärmebedarf dieser zweiten Variante ist ebenfalls in Abbildung 7.1 dargestellt. Die mit sinkender CO₂-Abtrennungsrate einhergehende Abnahme des spezi-

fischen Wärmebedarfs ist darauf zurückzuführen, dass der Lösungsumlauf reduziert wird und dadurch zum einen die Beladung der reichen Lösung steigt und zum anderen die Grädigkeit im RLHX sinkt.

Da sich die arme Beladung bei dieser zweiten Variante mit Anpassung des Lösungsumlaufs kaum ändert, bleibt die Reboilertemperatur konstant. Der elektrische Eigenbedarf ist im Vergleich zu der Variante mit konstantem Lösungsumlauf etwas geringer, da die Lösungspumpen einen geringeren Bedarf haben und der rauchgasseitige Druckverlust im Absorber ebenfalls etwas geringer ausfällt. Der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC steigt aufgrund der Leistung des Gebläses und der Pumpen sowie des geringeren abgetrennten CO₂-Massenstroms mit abnehmender CO₂-Abtrennungsrate an. Bei Volllast und einer Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate auf 50 % steigt der spezifische elektrische Bedarf der PCC um 56 % an, während der absolute elektrische Bedarf der PCC um 13 % sinkt.

Als dritte Variante zur Reduzierung der CO₂-Abtrennungsrate ist in Abbildung 7.1 die rauchgasseitige Teilbeaufschlagung des Absorbers dargestellt. Dabei wird die CO₂-Abtrennungsrate im Absorber weiterhin auf 90 % geregelt und der Lösungsumlauf angepasst. Aufgrund der Regelung liegt die Variante 3 sehr nahe bei der Variante 2 mit dem angepassten Lösungsumlauf. Da bei der Variante mit Absorber-Bypass eine geringere reiche Beladung erreicht wird, ist ihr Wärmebedarf etwas höher als bei der Variante mit angepasstem Lösungsumlauf. Die Reboilertemperatur ist, wie bei der Variante mit angepasstem Lösungsumlauf, konstant. Der spezifische elektrische Eigenbedarf der PCC ist reduziert, da ein Teil des Rauchgasmassenstroms nicht durch den Absorber geführt wird, somit ein geringerer rauchgasseitiger Druckverlust auftritt und zudem eine geringere Rauchgasmenge mit dem Gebläse gefördert wird. Im Vergleich zur Variante mit konstantem Lösungsumlauf ergibt sich für eine Abtrennungsrate von 50 % bei Volllast bei der Variante mit Absorber-Bypass ein um 62 % geringerer und bei der Variante mit angepasstem Lösungsumlauf ein um 52 % geringerer elektrischer Eigenbedarf.

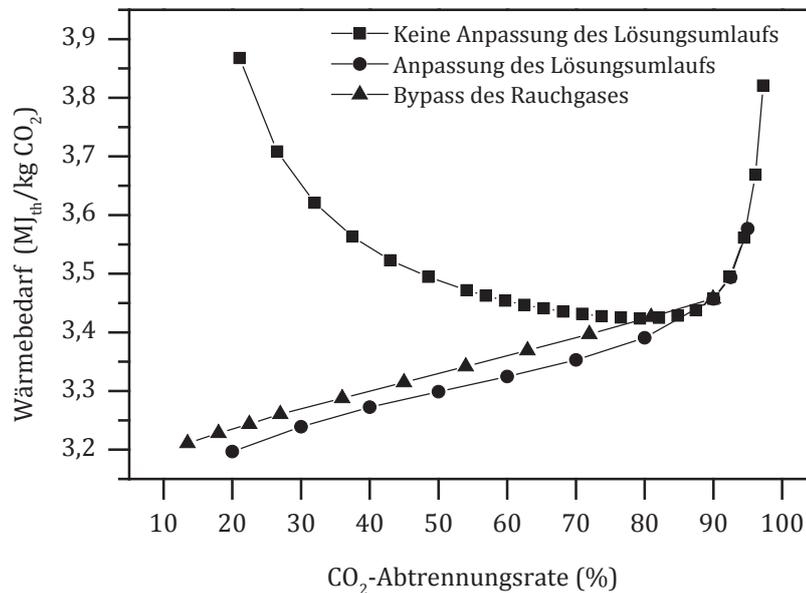


Abbildung 7.1: Spezifischer Wärmebedarf in Abhängigkeit von der CO₂-Abtrennungsrate für die Varianten ohne Anpassung des Lösungsumlaufs, mit Anpassung des Lösungsumlaufs und für den Absorber-Bypass

7.2 Zusätzlich bereitgestellte Leistung

Durch die Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate und die damit verbundenen geringeren Bedarfe an Wärme, Kühlung und Strom steigt die in Abbildung 7.2 dargestellte, auf den Referenzfall mit 90 % CO₂-Abtrennungsrate bezogene, zusätzliche Leistung für die drei Varianten mit sinkender CO₂-Abtrennungsrate an. Der Verlauf der Kurven wird maßgeblich von der zusätzlich in der Dampfturbine zur Verfügung stehenden Dampfmenge beeinflusst. Die kleinen Sprünge sind auf das Verhalten des CO₂-Verdichters zurückzuführen, bei dem die Anzahl der parallelen Strömungsmaschinen verändert wird.

Abbildung 7.2 ist zu entnehmen, dass der Anstieg der zusätzlich erzeugbaren Leistung bei der Anpassung des Lösungsumlaufs mit sinkender CO₂-Abtrennungsrate etwas mehr ansteigt als bei der Variante mit konstantem Lösungsumlauf. Bei einer CO₂-Abtrennungsrate von 20 % wird 8 % mehr zusätzliche Leistung erbracht als bei der Variante mit konstantem Lösungsumlauf.

Bei der ebenfalls in Abbildung 7.2 dargestellten Variante mit rauchgasseitigem Absorber-Bypass ist die erzeugbare zusätzliche Leistung aufgrund des geringeren

elektrischen Eigenbedarfs trotz des höheren spezifischen Wärmebedarfs gegenüber der Variante mit angepasstem Lösungsumlauf nochmals um ca. 4 % gesteigert.

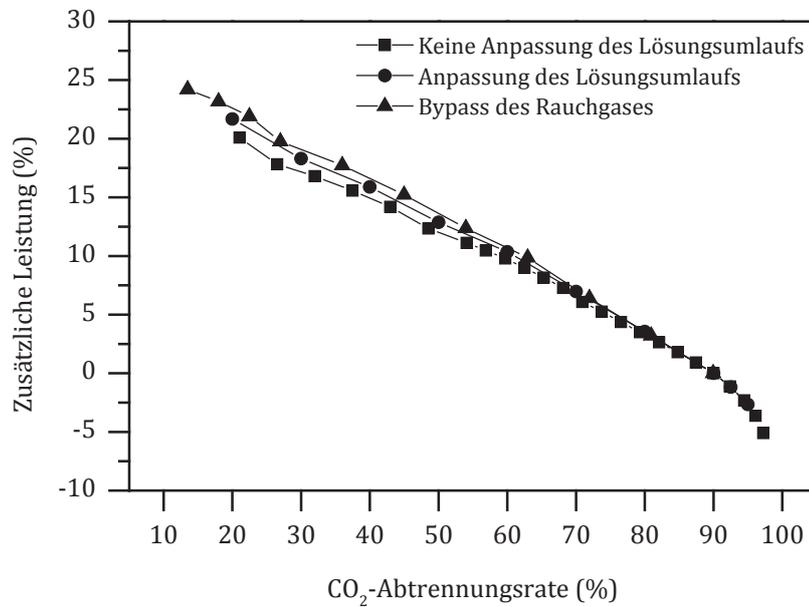


Abbildung 7.2: Zusätzlich erzeugte Leistung in Abhängigkeit von der CO₂-Abtrennungsrate für die Varianten ohne Anpassung des Lösungsumlaufs, mit Anpassung des Lösungsumlaufs und für den Absorber-Bypass



8 ZUSAMMENFASSUNG

Der auf der nasschemischen Absorption basierende Prozess der Post-Combustion CO₂-Abtrennung ist eine weitentwickelte Option zur Abtrennung von CO₂ aus fossilbefeuerten Kraftwerken. Für den Volllastbetrieb wurde er bereits ausführlich untersucht und optimiert. Neben der Optimierung bei Volllast wird in dieser Arbeit das Verhalten der Post-Combustion CO₂-Abtrennung bei Teillast, die Auswirkungen unterschiedlicher Varianten auf das Verhalten bei Teillast und die Möglichkeiten zur Bereitstellung zusätzlicher Leistung durch das Absenken der CO₂-Abtrennungsrate analysiert.

Zur Untersuchung des Teillastverhaltens der PCC ist die Auslegung der Komponenten Absorber, Desorber, RLHX und Reboiler notwendig. Die Ermittlungen des Nettowirkungsgrades des Gesamtprozesses zeigen jeweils ein vom L/G-Verhältnis abhängiges Optimum für die unterschiedlichen Lasten.

Das Verhalten der Post-Combustion CO₂-Abtrennung wird für den Referenzprozess, für verschiedene Auslegungsüberströmdrücke, für ein Retrofit der MD-Turbine, für ein Neubaukraftwerk, für die Anwendung einer Desorberdruckabsenkung, für unterschiedliche Verdichtersträngigkeiten, für die Lean Vapour Recompression und für den Einsatz eines neuen Lösungsmittels betrachtet. Dabei werden der Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit von der Last und der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust betrachtet.

Als Referenzprozess wird eine Post-Combustion CO₂-Abtrennung mit MEA als Lösungsmittel in einem einfachen Prozessschema herangezogen. Als Auslegungsüberströmdruck in der Verbindungsleitung zwischen MD- und ND- Turbine wird ein Druck von 5,5 bar gewählt. Damit ergibt sich ein Nettowirkungsgrad von 35,4 % bei Volllast und von 30,3 % bei 40 % Last und somit ein Nettowirkungsgradverlust von 10,1 %-Pkt. bei Volllast und von 11,5 %-Pkt. bei 40 % Last. Für das Szenario Zukunft mit einer hohen Zahl an Betriebsstunden bei Teillast ergibt sich ein durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust von 10,55 %-Pkt..

Eine Variation des MD/ND-Auslegungsüberströmdrucks des Dampfkraftwerks ohne PCC zeigt, wie bedeutend diese Größe für das Gesamtprozessverhalten ist. Bei niedrigen Auslegungsüberströmdrücken (z. B. 3 bar) steigt der Nettowirkungsgradverlust mit sinkender Last im Vergleich zum Referenzfall (5,5 bar) stärker an. Bei hohen Auslegungsüberströmdrücken (z. B. 9 bar) ist der Nettowirkungsgrad-

verlust bei Volllast höher und nimmt mit sinkender Last ab. Die Ursache für dieses Verhalten ist die Dampfkonditionierung für den Reboiler. Für das Szenario Zukunft ergibt sich ein Optimum bei einem Auslegungsüberströmdruck von 5,7 bar mit einem durchschnittlichen Nettowirkungsgradverlust von 10,54 %-Pkt..

Für den Nettowirkungsgradverlust ist u. a. auch von Bedeutung, ob durch die Dampfentnahme und den damit verbundenen Druckabfall an den Anzapfungen der ND-Turbine eine Umlegung der Anzapfung, z. B. für den Dampf-Luvo, auf ein höheres Dampfdruckniveau notwendig wird, was zusätzliche Wirkungsgradeinbußen bewirkt. Dieses Umschalten wird im Referenzprozess betrachtet. Unter der Annahme, dass der Dampf-Luvo permanent in allen Betriebspunkten mit und ohne PCC aus der MD-Turbine versorgt wird, ergibt sich bei dem Kraftwerk ohne PCC ein niedrigerer Nettowirkungsgrad, wodurch sich der Nettowirkungsgradverlust verringert. Dieser beträgt dann für das Szenario Zukunft 10,51 %-Pkt..

Ein Retrofit der MD-Turbine würde die Verluste, welche sich durch die Einhaltung des maximal zulässigen MD-Turbinen-Austrittsvolumenstroms ergeben, und damit verbunden den Nettowirkungsgradverlust senken. Bei einem Auslegungsüberströmdruck von 7 bar ergibt sich bei Volllast ein Nettowirkungsgradverlust von 9,6 %-Pkt. und damit ein um 1,1 %-Pkt. niedrigerer Verlust als bei einem Kraftwerk mit dem gleichen Auslegungsüberströmdruck ohne MD-Turbinenretrofit. Im Szenario Zukunft ergibt sich ein minimaler durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust von 10,14 %-Pkt. bei einem Auslegungsüberströmdruck von 8 bar mit MD-Turbinenretrofit. Im Vergleich zum minimalen durchschnittlichen Nettowirkungsgradverlust ohne MD-Turbinenretrofit ist dieser um 0,37 %-Pkt. geringer.

Bei Neubaukraftwerken ist es möglich, diese für den Betrieb mit PCC auszulegen und zu optimieren. Dabei kann die Auslegung so vorgenommen werden, dass eine alternative Verstromung des Dampfes, der für die Regeneration des Lösungsmittels vorgesehen ist, nicht möglich ist. Eine solche Vorgehensweise ergibt einen geringeren Nettowirkungsgradverlust von 10,10 %-Pkt. und Vorteile bei Teillast. Wird das Kraftwerk für den Fall des Abschaltens der PCC für die Verstromung des dann nicht im Reboiler benötigten Dampfes ausgelegt, so ergibt sich ein Verhalten wie bei dem Referenzprozess mit dem entsprechenden Auslegungsüberströmdruck.

Ein Betriebsparameter zur Beeinflussung des Betriebsverhaltens der PCC ist der Druck des Desorbers. Dieser kann abgesenkt werden, wodurch die Reboilertemperatur sinkt und der spezifische Wärmebedarf und der Aufwand zur CO₂-Verdichtung steigen. Muss der Druck in der Überströmleitung aufgrund der Be-

grenzung des Austrittsvolumenstroms der MD-Turbine angehoben werden, ist eine Druckabsenkung des Desorbers nicht lohnenswert, da die geringere Reboilertemperatur sich nicht positiv auswirken kann. Dies ist besonders bei hohen Überströmdrücken der Fall. Bei niedrigen Überströmdrücken kann eine Druckabsenkung vorteilhaft sein, solange der elektrische Bedarf für den CO₂-Verdichter durch den Bypass-Betrieb nicht zu stark ansteigt und somit die Vorteile überwiegen. Bei dem Referenzauslegungsüberströmdruck von 5,5 bar wird der durchschnittliche Nettowirkungsgradverlust durch die Druckabsenkung des Desorbers im Szenario Zukunft um 0,03 %-Pkt. reduziert. Dieser Vorteil ist so gering, dass eine Veränderung des Desoberdrucks in Abhängigkeit von der Last in diesem Fall keinen signifikanten Vorteil bringt.

Es wurde aufgezeigt, dass die Strängigkeit des CO₂-Verdichters einen großen Einfluss auf den Gesamtprozess besitzt. Bei vier parallelen Verdichtern entsteht nur eine kleine Lücke im Betriebsbereich, die durch den Bypassbetrieb geschlossen werden muss. Bei zwei parallelen Verdichtern entsteht eine große Betriebslücke, in der der Verdichter nur im Bypassbetrieb betrieben werden kann. Bei 70 % Last entsteht so ein zusätzlicher Nachteil von 0,3 %-Pkt. und bei 60 % Last ein Nachteil von 0,7 %-Pkt.. Für das Szenario Zukunft bedeutet dies einen Nachteil von 0,12 %-Pkt..

Mit Hilfe der Lean Vapour Recompression wird bei Volllast der Nettowirkungsgradverlust um 0,6 %-Pkt. und über den gesamten Betriebsbereich des Szenarios Zukunft um 0,66 %-Pkt. verringert.

Für den Einsatz eines alternativen Lösungsmittels im Referenzkraftwerk, angelehnt an Piperazine, wurde nachgewiesen, dass ein geringerer Wärmebedarf bei einer höheren Reboilertemperatur nicht vorteilhaft ist. Besonders bei Teillast wirkt sich eine erhöhte Reboilertemperatur negativ aus, da die Verluste für die Dampfkonditionierung steigen. So ergibt sich für Piperazine im Szenario Zukunft bei einer Reboilertemperatur von 120 °C ein durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust von 8,0 %-Pkt. und bei einer Reboilertemperatur von 150 °C ein durchschnittlicher Nettowirkungsgradverlust von 9,1 %-Pkt..

Wenn es möglich ist, die Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate durch eine Reduktion der zur Regeneration des Lösungsmittels zur Verfügung stehenden Wärmemenge zu erreichen und den nicht zur Regeneration benötigten Dampf in der ND-Turbine zu verstromen, kann im Vergleich zum Fall mit einer CO₂-Abtrennungsrate von 90 % zusätzliche elektrische Leistung generiert werden. Von den drei in der Arbeit



untersuchten Möglichkeiten ist der erzielbare Leistungsgewinn für die Variante mit einem rauchgasseitigen Absorber-Bypass am größten. Bei Vollast ist damit bei dem hier betrachteten Dampfkraftwerk mit PCC eine Netto-Leistungssteigerung von 433 MW auf 538 MW bei einer Reduktion der CO₂-Abtrennungsrate auf 13,5 % möglich. Bei einer Reduktion auf eine CO₂-Abtrennungsrate auf 45 % ist ein Netto-Leistungszugewinn von 66 MW möglich.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC): *Climate Change 2014: Synthesis Report*. 2014
- [2] BUNDESREGIERUNG GLOBALE UMWELTVERÄNDERUNGEN, Wissenschaftlicher B.: *Kassensturz für den Weltklimavertrag – Der Budgetansatz / WBGU*. Berlin, 2009. – Sondergutachten
- [3] ENERGIE, BundesministerBundesministerium für: *Zahlen und Fakten - Energiedaten- Nationale und International Entwicklung*. 2014
- [4] WELTBANK: *World Development Indicators: Electricity production, sources, and access*. 2013
- [5] AGENCY, International E.: *21st Century Coal -Advanced Technology and Global Energy Solution / IEA*. 2013. – Forschungsbericht
- [6] ZIEMS, Christian ; MEINKE, Sebastian ; NOCKE, Jürgen ; WEBER, Harald ; HASSEL, Egon: *Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen / Universität Rostock*. 2012. – Forschungsbericht
- [7] KATHER, A. ; RAFAILIDIS, S. ; HERMSDORF, C. ; KLOSTERMANN, M. ; MASCHMANN, A. ; MIESKE, K. ; OEXMANN, J. ; PFAFF, I. ; ROHLOFF, K. ; WILKEN, J.: *Research & development needs for clean coal deployment*. IEA Clean Coal Centre, 2008 (ISBN 978-92-9029-449-3 CCC/130)
- [8] ROCHELLE, G. T.: *Amine Scrubbing for CO₂ Capture*. In: *Science* 325 (2009), S. 1652–1654
- [9] OEXMANN, J.: *Post-Combustion CO₂ Capture: Energetic Evaluation of Chemical Absorption Processes in Coal-Fired Steam Power Plants*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik, Dissertation, Januar 2011. – ISBN 978-3-86955-633-8
- [10] LIEBENTHAL, Ulrich: *Kennzahlen zur Quantifizierung des Einflusses einer Post-Combustion CO₂-Abtrennung auf kohlebefeuerte Dampfkraftwerke*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik, Diss., 2013
- [11] BUI, Mai ; GUNAWAN, Indra ; VERHEYEN, Vincent ; FERON, Paul ; MEULEMAN, Erik ; ADELOJU, Sam: *Dynamic modelling and optimisation of flexible operation in post-*



combustion CO₂ capture plants - A review. In: *Computers & Chemical Engineering* 61 (2014), Nr. 0, S. 245 – 265. – ISSN 0098–1354

[12] ZIAH FASHAMI, Sepideh: *Dynamic Modeling, Optimization, and Control of Monoethanolamine Scrubbing for CO₂ Capture*, University of Texas, Diss., 2012

[13] LUCQUIAUD, M.: *Steam Cycle Options for Capture-Ready Power Plants, Retrofit and Flexible Operation with Post-Combustion CO₂ Capture*, Mechanical Engineering Department, Imperial College, London, Dissertation, 2010

[14] LINNENBERG, Sebastian: *Optimierung der Auslegung und Untersuchung der Teillastfahrweise kohlebefeuerter Kraftwerke mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2012

[15] KATHER, Alfons ; SCHMITZ, Gerhard ; HASENBEIN, Christoph ; ROEDER, Volker ; WISCHHUSEN, Stefan ; GOTTELT, Friedrich ; BRUNNEMANN, Johannes ; WELLNER, Kai ; NIELSEN, Lasse ; SCHULZE, Christian: *DYNCAP - Dynamische Untersuchung von Dampfkraftprozessen mit CO₂-Abtrennung zur Bereitstellung von Regelenergie / Technische Universität Hamburg-Harburg. 2015. – Forschungsbericht*

[16] STRAUß, Karl ; STEINKO (Hrsg.): *Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen(eBook)*. 5., völlig aktualisierte und ergänzte Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006

[17] STEAG AKTIENGESELLSCHAFT ESSEN (Hrsg.): *Strom aus Steinkohle*. Springer-Verlag, 1988

[18] EFFENBERGER, Helmut: *Dampferzeugung*. Springer-Verlag, 2000

[19] THEIS, K.: *Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen / VGB PowerTech e.V. 2004. – Forschungsbericht*

[20] MANDEL, H. ; REDIEß, U. M. and K. M. and Klauke ; TREMMEL, A.: *Dampfturbinentechnik in Neubauprojekten der Vattenfall Europe Generation AG*. In: *Tagungsband Kraftwerkstechnisches Kolloquium 2010*. Dresden, 2010

[21] OEXMANN, J. ; KATHER, A.: *Post-Combustion CO₂-Abtrennung in Kohlekraftwerken - Rauchgaswäschen mit chemischen Lösungsmitteln*. In: *VGB PowerTech* 1/2 (2009), Januar, S. 92–103

[22] KOHL, A.L. ; NIELSEN, R. B.: *Kapitel Alkanolamines for Hydrogen Sulfide and Carbon Dioxide Removal*. In: *Gas Purification*. Gulf Publishing Company, 1997, S. 40–186

-
- [23] CHAPEL, Dan ; ERNEST, John ; MARIZ, Carlboundary: Recovery of CO₂ from Flue Gases: Commercial Trends. In: *Canadian Society of Chemical Engineers annual meeting*. 1999
- [24] IDEM, R. ; WILSON, M. ; TONTIWACHWUTHIKUL, P. ; CHAKMA, A. ; VEAWAB, A. ; AROONWILAS, A. ; GELOWITZ, D.: Pilot Plant Studies of the CO₂ Capture Performance of Aqueous MEA and Mixed MEA/MDEA Solvents at the University of Regina CO₂ Capture Technology Development Plant and the Boundary Dam CO₂ Capture Demonstration Plant. In: *Industrial & Engineering Chemical Research* 45 (2006), S. 2414–2420
- [25] IEAGHG: echno Economic evaluation of different Post Combustion CO₂ Capture Process Flow Sheet Modifications. 2014. – Forschungsbericht
- [26] PLAZA, J. M. ; ROCHELLE, G. T.: Modeling pilot plant results for CO₂ capture by aqueous piperazine. In: *Energy Procedia* 4 (2011), S. 1593–1600
- [27] COUSINS, A. ; WARDHAUGH, L.T. ; FERON, P.H.M.: A survey of process flow sheet modifications for energy efficient CO₂ capture from flue gases using chemical absorption. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5 (2011), Nr. 4, S. 605 – 619. – ISSN 1750–5836
- [28] HANDAGAMA, N. ; KOTDAWALA, R. ; BABURAO, B. ; L.CZARNECKI ; SHABDE, V. ; SCHUBERT, C.: Impact of Operation Modes on Amine CO₂ Capture: Optimal and Robust Pilot Plant Transient Operational Philosophy of an Advanced Amine Process for CO₂ Capture from Coal-Firec Boiler Flue Gas. In: *ALSTOM Power* (2010)
- [29] HANDAGAMA, N. ; KOTDAWALA, R. ; SCHMIDT, D. ; L.CZARNECKI ; SHABDE, V. ; SCHUBERT, C.: Impact of Operation Modes on Amine CO₂ Capture. In: *Coal-Gen US August 10 - 12, 2010*. 2010
- [30] KLEBES, J. ; JOORMANN, M. ; WINTER, S.: Dampfturbinen und CO₂-Abscheidung. In: *VGB Fachtagung Dampfturbinen*. Lübeck, Germany, 2010
- [31] SULZER-CHEMTECH: Structured Packings for Distillation, Absorption and Reactive Distillation. – Forschungsbericht
- [32] FABER, Richard ; KÖPCKE, Moritz ; BIEDE, Ole ; KNUDSEN, Jacob N. ; ANDERSEN, Jimmy: Open-loop step responses for the MEA post-combustion capture process: Experimental results from the Esbjerg pilot plant. In: *Energy Procedia* 4 (2011), S. 1427–1434



- [33] KATHER, A. ; PFAFF, I.: Vergleich der in COORETEC verfolgten Kraftwerksprozesse unter einheitlichen realitätsnahen Randbedingungen / TU Hamburg-Harburg. 2011 (BMW 0327742). – Forschungsbericht
- [34] STODOLA, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1922
- [35] KATHER, A. ; LINNENBERG, S. ; OEXMANN, J.: POSEIDON - Post-Combustion CO₂-Abtrennung: Evaluierung der Integration, Dynamik und Optimierung nachgeschalteter Rauchgaswäschen PTJ/0327785 / COORETEC. 2011. – Forschungsbericht
- [36] COTTON, K.C.: *Evaluating and Improving Steam Turbine Performance*. Cotton Fact Inc., 1998
- [37] RABEK, G.: Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen. In: *Energie und Technik* (1963)
- [38] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen : Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 2., neu bearb. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2010
- [39] BRANDT, Fritz ; FACHVERBAND DAMPFKESSEL-, BEHÄLTER UND ROHRLEITUNGSBAU E.V. (Hrsg.): *Dampferzeuger : Kesselsysteme, Energiebilanz, Strömungstechnik*. 2. Aufl. Essen : Vulkan-Verlag, 1999 (FDBR-Fachbuchreihe ; 3)
- [40] KATHER, Alfons ; HERMSDORF, Christian ; KLOSTERMANN, Mathias: Der kohlebeheizte Oxyfuel-Prozess - Grundlagen zur Dampferzeugergestaltung und Möglichkeiten zur Verminderung der Verunreinigung im CO₂. In: *VGB PowerTech* 4 (2007), S. 84 – 91
- [41] BAGERT, M. ; EMMERICH, J. ; MARQUARD, J. ; SCHULZ, U. ; WEBER, H. ; WITTNER, S.: *Elektrischer Eigenbedarf*. 3. vollständig überarbeitete Auflage. VDE Verlag, 2012 (ISBN 978-3-8007-3057-5)
- [42] ASPRION, N.: Nonequilibrium Rate-Based Simulation of Reactive Systems: Simulation Model, Heat Transfer, and Influence of Film Discretization. In: *Ind. Eng. Chem. Res.* 45 (2006), S. 2054–2069
- [43] BAUR, R. ; HIGLER, A. P. ; TAYLOR, R. ; KRISHNA, R.: Comparison of equilibrium stage and nonequilibrium stage models for reactive distillation. In: *Chemical Engineering Journal* 76 (2000), Nr. 1, S. 33–47. – ISSN 1385–8947
- [44] CHEN, C. C. ; BRITT, H. I. ; BOSTON, J. F. ; EVANS, L. B.: A Local Compositions Model for Excess Gibbs Energy of Electrolyte Systems (Part I: Single Solvent, Single Completely Dissociated Electrolyte Systems). In: *AIChE Journal* 28 (1982), Nr. 4, S. 588–596

-
- [45] PLAZA, J. M. ; VAN WAGENER, D. ; ROCHELLE, G. T.: Modeling CO₂ capture with aqueous monoethanolamine. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 4 (2010), S. 161–166
- [46] HILLIARD, M.: *A Predictive Thermodynamic Model for an Aqueous Blend of Potassium Carbonate, Piperazine, and Monoethanolamine for Carbon Dioxide Capture from Flue Gas*. Austin, TX, USA, University of Texas, Department of Chemical Engineering, Diss., May 2008
- [47] MERSMANN, Alfons ; KIND, Matthias ; STICHLMAIR, Johann: *Thermische Verfahrenstechnik: Grundlagen und Methodenb.* 2th. Springer Berlin Heidelberg, 2005
- [48] BRAVO, J. A.; Fair J. R. J. L.; Rocha R. J. L.; Rocha: Mass transfer in gauze packings. In: *Hydrocarbon Processing* 64 (1985), S. 91–95
- [49] TSAI, Robert E. ; SEIBERT, A. F. ; ELDRIDGE, R. B. ; ROCHELLE, Gary T.: Influence of viscosity and surface tension on the effective mass transfer area of structured packing. In: *Energy Procedia* 1 (2009), Nr. 1, S. 1197–1204. – ISSN 1876–6102
- [50] PERRY, Robert H. ; GREEN, Don W. (Hrsg.): *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8th. McGraw-Hill, 2008
- [51] LÜDTKE, K.H.: *Process Centrifugal Compressors - Basics, Function, Operation, Design, Application*. Berlin : Springer-Verlag, 2004
- [52] VDI-GESELLSCHAFT ENERGIETECHNIK: Ermittlung des Wirkungsgrades von konventionellen Kraftwerken - VDI Richtlinie 3986 / VDI. 2000. – Forschungsbericht
- [53] MOSER, P. ; SCHMIDT, S. ; SIEDER, G. ; GARCIA, H. ; STOFFREGEN, T. ; STAMATOV, V.: First Results from Start-up at Pilot Plant Niederaußem. In: *12th Workshop of the International Network for CO₂ Capture*. Regina, Canada, 2009
- [54] DUGAS, R. E.: *Carbon Dioxide Absorption, Desorption, and Diffusion in Aqueous Piperazine and Monoethanolamine*. Austin, TX, USA, University of Texas, Department of Chemical Engineering, Diss., Dezember 2009
- [55] MANGALAPALLY, H. P. ; NOTZ, R. ; HOCH, S. ; ASPRION, N. ; SIEDER, G. ; GARCIA, H. ; HASSE, H.: Pilot plant experimental studies of post combustion CO₂ capture by reactive absorption with MEA and new solvents. In: *Energy Procedia* 1 (2009), Nr. 1, S. 963–970. – ISSN 1876–6102
- [56] KNUDSEN, J. N. ; ANDERSEN, J. ; JENSEN, J. N. ; BIEDE, O.: Evaluation of process upgrades and novel solvents for the post combustion CO₂ capture process in pilot-scale. In: *Energy Procedia* 1 (2010), Nr. 1. – ISSN 1876–6102



- [57] VAN WAGENER, D. ; LIEBENTHAL, U. ; PLAZA, J. M. ; KATHER, A. ; ROCHELLE, G. T.: Maximizing Coal-Fired Power Plant Efficiency with Integration of Amine-Based CO₂ Capture in Greenfield and Retrofit Scenarios. In: *Submitted for publication in Energy* (2013)
- [58] LIEBENTHAL, U. ; KATHER, A.: Design and Off-Design Behaviour of a CO₂ Compressor for a Post-Combustion CO₂ Capture Process. In: *5th International Conference on Clean Coal Technologies*. Saragozza, Spain, 2011

ANHANG

A.1 BILDER UND TABELLEN

Tabelle A.1: Merkmale unterschiedlicher Gebläsepositionen (nach [35])

Position	Merkmal
<i>Hinter REA</i>	
<i>Nachteile</i>	<p>REA in auslegungsabweichendem Betrieb (höherer Unterdruck)</p> <p>Gebläseleistung wird fast vollständig vom Vorwäscher aufgenommen (erhöhter Kühlbedarf im Vorwäscher zum Erreichen der gleichen Absorbereintrittstemperatur)</p> <p>Hohe Temperaturen hinter der REA führen zu größeren Rauchgasvolumenströmen (Größter Volumenstrom der drei Varianten)</p>
<i>Vorteile</i>	<p>Absorber im Überdruck (bessere Absorption bei gleicher Eintrittstemperatur und dadurch kleineres Bauvolumen möglich)</p> <p>Geringerer spezifischer Wärmebedarf</p>
<i>Hinter Vorwäscher</i>	
<i>Nachteile</i>	<p>Gebläseleistung wird vollständig dem Absorber zugeführt (stark erhöhter Kühlbedarf im Vorwäscher zum Erreichen der gleichen Absorbereintrittstemperatur)</p>
<i>Vorteile</i>	<p>Absorber im Überdruck (bessere Absorption bei gleicher Eintrittstemperatur und dadurch kleineres Bauvolumen möglich)</p> <p>Geringerer spezifischer Wärmebedarf</p>
<i>Hinter Absorber</i>	
<i>Nachteile</i>	<p>Kleinerer CO₂-Partialdruck (schlechtere Absorption und damit geringere Beladung)</p> <p>Große Teile des Rauchgaswegs im Unterdruck (Falschlufteintrag möglich)</p> <p>Ausreichende Kühlung des Reingases am Absorberaustritt notwendig (sonst deutlich steigender Energiebedarf wegen erhöhter Reingastemperatur)</p>
<i>Vorteile</i>	<p>Massentransport wird aufgrund des abgetrennten CO₂ verringert</p> <p>Kein zusätzlicher Energieeintrag in den Vorwäscher</p>

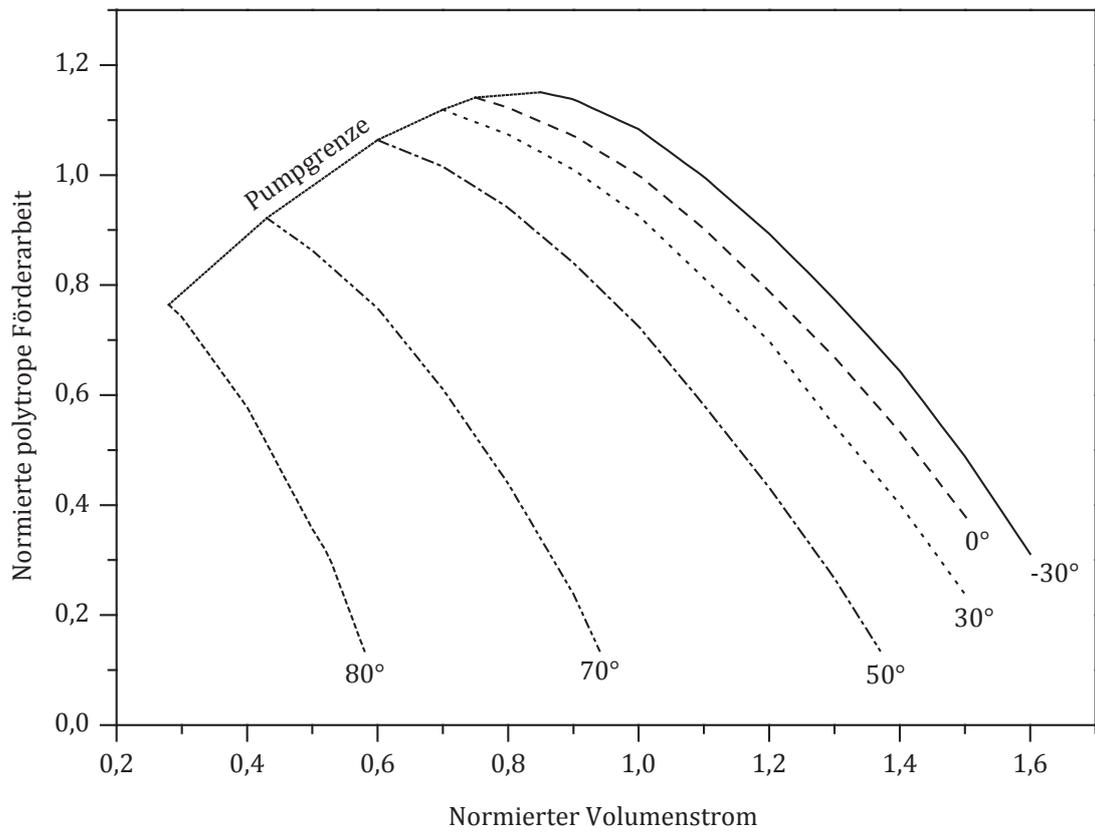


Abbildung A.1: Kennfeld für eine leitschaufelgeregelte Verdichterstufe

Tabelle A.2: Eigenschaften verschiedener Kohlesorten

		Südafrika (Referenz)	USA	Russland	Indonesien
Unterer Heizwert (25 °C)	kJ/kg	25100	27680	25120	22690
Wassergehalt	Ma-%	7,8	6,0	9,0	21
Aschegehalt	Ma-%	13,5	9,94	11,85	5
C-Gehalt	Ma-%	66,1	69,36	68,3	58,7
H-Gehalt	Ma-%	3,83	5,18	4,7	4,43
N-Gehalt	Ma-%	1,6	1,22	1,95	1,05
S-Gehalt	Ma-%	0,61	2,89	0,3	1,0
O-Gehalt	Ma-%	6,56	5,41	3,9	8,82

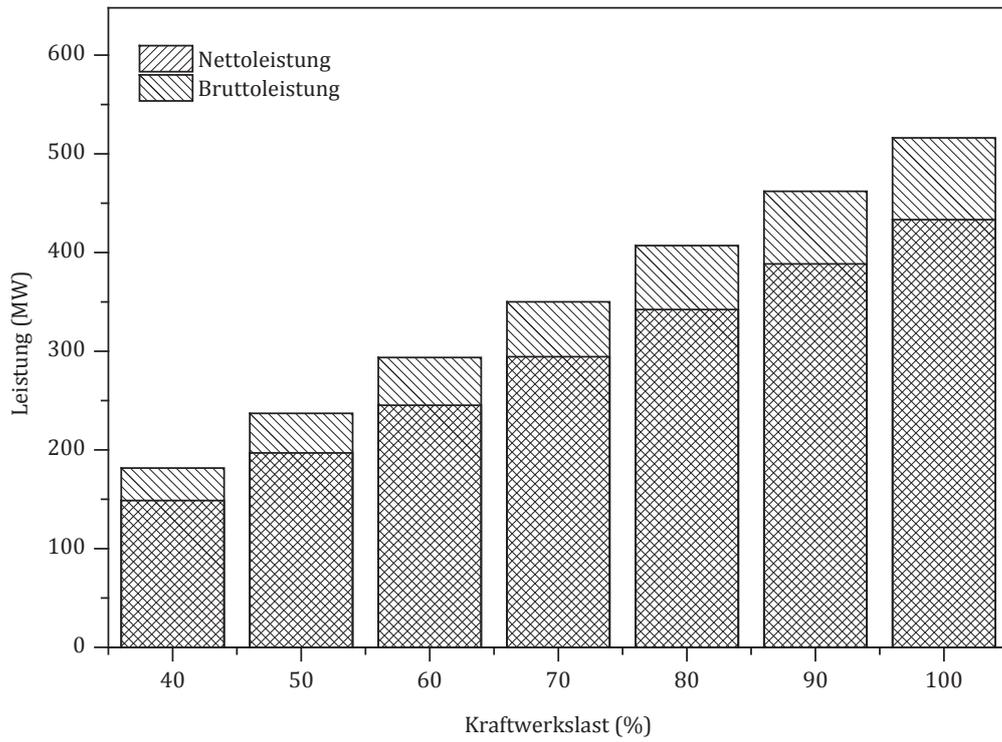


Abbildung A.2: Brutto- und Nettoleistung in Abhängigkeit von der Last für das Kraftwerk mit PCC

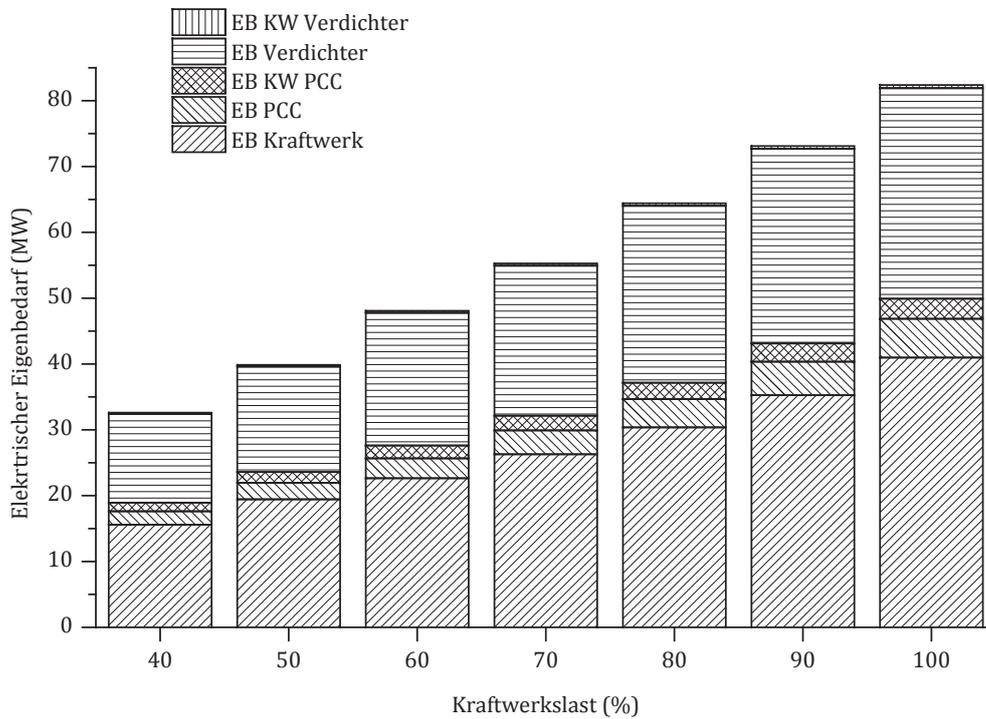


Abbildung A.3: Aufteilung des elektrischen Eigenbedarfs verschiedener Komponenten in Abhängigkeit von der Last





Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Roeder
Vorname: Volker
Geburtstag: 11. Oktober 1984
Geburtsort: Wilhelmshaven

Schulischer Werdegang

08/1991 – 07/1997 Grundschule und Orientierungsstufe, Bockhorn
08/1997 – 07/2004 Gymnasium, Varel

Zivildienst

08/2004 – 05/2005 Senioren- und Pflegeheim, Osterforde

Studium

10/2005 – 10/2010 Studium der Energie- und Umwelttechnik
Technische Universität Hamburg-Harburg
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Beruflicher Werdegang

01/2011 – 02/2015 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Technische Universität Hamburg-Harburg
Institut für Energietechnik
08/2015 Projektleiter
SPIE Energy Solutions GmbH





