

Kennzahlen zur Quantifizierung des Einflusses einer Post-Combustion CO₂-Abtrennung auf kohlebefeuerte Dampfkraftwerke

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

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Ulrich Liebenthal

aus

Preetz

2013

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

Datum der mündlichen Prüfung: 11. Dezember 2013

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 Professor Dr.-Ing. A. Kather, der mir nicht nur mit fachlichem Rat zur Seite stand, sondern es auch mit seinem persönlichen Engagement ermöglicht hat, den Promotionsprozess in sehr kurzer Zeit abzuschließen. Darüber hinaus möchte ich mich für das entgegengebrachte Vertrauen im Rahmen meiner Tätigkeiten am Institut bedanken. Professor Dr.-Ing. G. Schmitz danke ich herzlich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Ko-referats. Professor Dr.-Ing. G. Fieg sei für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes gedankt.

Bei meinen Kolleginnen und Kollegen vom Institut möchte ich mich für eine unvergessliche Zeit bedanken, aus der Freundschaften entstanden sind, von denen ich mir eine lange Beständigkeit erhoffe. Besonderer Dank für fachliche Diskussionen und große Unterstützung bei den Korrekturarbeiten meines ersten Entwurfs dieser Arbeit gilt Jochen Oexmann, Sebastian Linnenberg, Volker Roeder und Birte Everts.

Meinen Freunden danke ich für die nötige Ablenkung vom Wesentlichen, die es mir erst ermöglicht hat, selbiges wieder zu fokussieren und freue mich auf viele weitere gemeinsame Aktivitäten.

Abschließend möchte ich meiner Familie von ganzem Herzen für den Rückhalt danken, auf den ich mich immer bedingungslos verlassen kann. Meiner Frau Imke danke ich, dass ich jeden Tag mit ihr das unersetzliche Gefühl haben darf, zur richtigen Zeit am richtigen Ort zu sein.

Lüneburg, im Dezember 2013
Ulrich Liebenthal

INHALTSVERZEICHNIS

Inhaltsverzeichnis.....	I
Nomenklatur	III
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	2
1.2 Ziel und Abgrenzung der Arbeit.....	3
1.3 Vorgehensweise	5
2 Stand von Wissenschaft und Technik	7
2.1 Verfügbare Ansätze zur Prozessbewertung.....	8
2.2 Vergleich der verfügbaren Ansätze zur Prozessbewertung	11
3 Integrierter Gesamtprozess	15
3.1 Bereitstellung des Wärmebedarfs.....	15
3.2 Bereitstellung des Kühlbedarfs	16
3.3 Bereitstellung des elektrischen Bedarfs.....	17
3.4 Integration	18
3.4.1 Basisintegration.....	18
3.4.2 Wärmeintegration.....	20
3.4.3 Nachrüstung	21
3.4.4 Neubau.....	24
3.5 CO ₂ -Verdichter.....	25
4 Modellbildung	29
4.1 Kraftwerksmodell.....	29
4.1.1 Dampfturbine.....	35
4.1.2 Generator	39
4.1.3 Kühlwassersystem.....	39
4.1.4 Vorwärmer und Speisewasserbehälter	41
4.1.5 Wärmeintegration.....	43
4.2 CO ₂ -Verdichtermodell	43
4.3 Schnittstellengrößen und Randbedingungen.....	46
5 Erstellung von Korrelationen anhand der Simulationsergebnisse.....	49

5.1	Leistungsverlust durch Dampfentnahme.....	50
5.1.1	Nachrüstung.....	50
5.1.2	Neubau.....	65
5.2	Leistungsverlust durch CO ₂ -Verdichtung.....	67
5.3	Leistungsverlust durch elektrische Verbraucher.....	77
5.4	Leistungsverlust durch Kühlbedarf.....	77
5.5	Leistungsgewinn durch Wärmeintegration.....	78
5.5.1	Nachrüstung.....	78
5.5.2	Neubau.....	84
5.5.3	Optimierte Berücksichtigung mehrerer Abwärmequellen.....	86
5.6	Implementierung der Korrelationen.....	87
6	Gesamtprozessuntersuchung unter Anwendung der Korrelationen ...	89
6.1	Einfluss ausgewählter Randbedingungen auf den Gesamtprozess.....	89
6.2	Wirkungsgradpotenzial der Wärmeintegration.....	92
6.3	Wirkungsgradpotenzial der CO ₂ -Verdichteroptimierung.....	93
6.4	Gesamtprozessuntersuchung.....	96
6.4.1	Monoethanolamin.....	96
6.4.2	Piperazin.....	102
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	107
	Literaturverzeichnis.....	111
	Anhang.....	119

NOMENKLATUR

Abkürzungen

CCR	<i>Carbon Capture Rate</i>
CCS	<i>Carbon Capture and Storage</i>
DE	Dampferzeuger
DHK	Druckhalteklappe
DKW	Dampfkraftwerk
FD	Frischdampf
G	Generator
GuD	Gas- und Dampfkraftwerk
HD	Hochdruck
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckvorwärmer
HZÜ	Heiße Zwischenüberhitzung
KE	Kondensateinspritzung
Kond	Kondensator
KW	Kühlwasser
KZÜ	Kalte Zwischenüberhitzung
MD	Mitteldruck
MDT	Mitteldruckturbine
MEA	Monoethanolamin
ND	Niederdruck
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckvorwärmer
NK	Nachkühler
NTNU	<i>Norwegian University of Science and Technology</i>
OVO	<i>Open Valve Operation</i>
PCC	<i>Post-Combustion Capture</i>
PLF	<i>Power Loss Factor</i>
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
Reb	<i>Reboiler</i>

Abkürzungen

SWB	Speisewasserbehälter
SWP	Speisewasserpumpe
ÜSD-A	MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt
UT	<i>University of Texas</i>
VAT	Verdichterantriebsturbine
ZK	Zwischenkühlung / Zwischenkühler

Chemische Symbole

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

Lateinische Symbole

c_p	Spezifische Wärmekapazität	kJ/kg
e	Spezifische Emissionen	g/kWh
h	Enthalpie	kJ/kg
H_u	Unterer Heizwert	MJ/kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m ² K
m	Masse	kg
n	Stufenanzahl	-
P	Leistung	MW
p	Druck	bar
Q	Wärme	MJ
q	Spezifische Wärme	MJ/kg CO ₂
T	Temperatur	K
t	Temperatur	°C
W	Arbeit	MJ
v	Volumenstromverhältnis	-
w	Spezifische elektrische Arbeit	MJ/kg CO ₂

Lateinische Symbole

x Dampfgehalt -

Griechische Symbole

α Verhältnis zwischen thermischer und elektrischer Energie -

η Wirkungsgrad -

κ Isentropenexponent -

π Druckverhältnis -

σ_g *Power Loss Factor* – PLF für Neubau -

$\sigma_{hi,g}$ *Power Gain Factor* – PGF für Neubau -

$\sigma_{hi,r}$ *Power Gain Factor* – PGF für Nachrüstung -

σ_r *Power Loss Factor* – PLF für Nachrüstung -

φ Kennzahl für den Kühlbedarf -

Indices

aux *Auxiliaries* - Nebenaggregate

ccu *Carbon Capture Unit* - Abtrennungsanlage

comp *Compressor* - Verdichter

cond *Condenser* – Kondensator im Auslegungsbetriebspunkt

cool *Cooling* – Kühlung

crit *Critical* – Kritisch

cw *Cooling Water* – Kühlwasser

des Desorber

DHK Druckhalteklappe

eff Effektiv

el Elektrisch

eq *Equivalent* - Äquivalent

exit *Exit* – Austritt

ext *Extraction* - Entnahme

fw *Feed Water Tank* – Speisewasserbehälter

g *Greenfield* – Neubau

gen Generator

Indizes

gross	<i>Gross</i> – Brutto
hi	<i>Heat Integration</i> – Wärmeintegration
IP	<i>Intermediate Pressure</i> – Mitteldruck
IPLP	MD/ND-Überströmleitung im Auslegungsbetriebspunkt
low	<i>Low</i> – Niedrig
m	Mechanisch
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
net	Netto
pump	<i>Pump</i> – Pumpe
r	<i>Retrofit</i> – Nachrüstung
reb	<i>Reboiler</i>
sat	<i>Saturation</i> - Sättigung
stage	<i>Stage</i> – Stufe
steam	<i>Steam</i> – Dampf
up	<i>Up</i> – Hoch
used	<i>Used</i> – Verwendet
V_{crit}	Kritisches Volumenstromverhältnis
wh	<i>Waste Heat</i> – Abwärme

1 EINLEITUNG

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts wird ein Wandel des Klimas festgestellt, der bisher nicht auf natürliche Effekte zurückgeführt werden konnte. Die erste Dekade des 21. Jahrhunderts war in Bezug auf die Jahresdurchschnittstemperatur die wärmste seit Aufzeichnung der Wetterdaten. Der Klimawandel wird mit dem Anstieg der Treibhausgase begründet, die zum Teil anthropogenen Ursprungs sind. Dabei hat Kohlenstoffdioxid (CO₂) trotz geringen Anteils in der Atmosphäre einen erheblichen Einfluss auf den Treibhauseffekt [1, 2]. Auf eine Reduzierung der anthropogenen Treibhausgase hat man sich im Rahmen des Kyoto Protokolls geeinigt, jedoch keine verpflichtenden Grenzen festgelegt [3].

In Deutschland konnte 2010 ein Anteil von 42 % der CO₂-Emissionen auf die Energiewirtschaft zurückgeführt werden. Davon fällt ein Großteil auf die festen Brennstoffe zurück (44 %), die vor allem zur Stromerzeugung eingesetzt werden [4]. Um diesen Anteil der anthropogenen CO₂-Emissionen zu reduzieren, können drei unterschiedliche Pfade verfolgt werden:

- Substitution fossiler Brennstoffe durch CO₂-ärmere Brennstoffe;
- Erhöhung des Wirkungsgrades fossilbefuerter Kraftwerke und effizientere Nutzung von Wärme und Strom;
- Abtrennung und Speicherung von CO₂ aus fossilbefeuerten Kraftwerken (*Carbon Capture and Storage* – CCS).

Dem Trend der letzten Jahre folgend, werden regenerative Energieträger auch in den kommenden Jahren nur einen Teil des Energiebedarfs decken können. Mit dem Ausstieg aus der Kernenergie bleibt insbesondere Kohle auch in den nächsten Dekaden ein wesentlicher Bestandteil der deutschen Energieversorgung. Global betrachtet ist der Anteil der kohlebefeuerten Anlagen an der Stromerzeugung in den letzten 40 Jahren gestiegen [5].

Da das CO₂-Einsparpotenzial durch Wirkungsgradverbesserung eingeschränkt ist, führt nur die Abtrennung und Speicherung von CO₂ aus dem Rauchgas kohlebefuerter Kraftwerke zu einer signifikanten Reduzierung der CO₂-Emissionen. Dazu existieren drei Technologierouten, die sich grundlegend in der Art der Abtrennung unterscheiden. Neben der Pre-Combustion CO₂-Abtrennung und dem

Oxyfuelprozess stellt die Post-Combustion CO₂-Abtrennung das bisher am weitesten entwickelte Verfahren dar¹.

1.1 Motivation

Unter den Verfahren zur Post-Combustion CO₂-Abtrennung ist vor allem die nasschemische Absorption Gegenstand umfangreicher Forschungsvorhaben. In diesem Prozess wird das Rauchgas stromabwärts von den üblichen Reinigungsschritten (Entstickung, Entstaubung und Entschwefelung) in eine Absorptionskolonne geführt, in der das CO₂ an ein im Gegenstrom herabrieselndes Lösungsmittel chemisch gebunden wird. Für die Regeneration des Lösungsmittels ist thermische Energie (Wärmebedarf) in Form von Dampf notwendig, der dem Kraftwerksprozess entnommen wird. Da dieser Dampf keine Arbeit in den Turbinen leisten kann, führt die Dampfantnahme zu einer Reduzierung der elektrischen Nettoleistung und bei gleichem Brennstoffaufwand entsprechend zu einer Abnahme des Nettowirkungsgrades [6].

Der Wärmebedarf variiert je nach verwendetem Lösungsmittel und gewählter Prozessführung erheblich und gilt in der Literatur oft als Maß zur Evaluierung eines Abtrennungsverfahrens. Damit werden jedoch weitere Schnittstellengrößen wie z. B. die erforderliche Dampfqualität oder die elektrischen Verbraucher innerhalb des Abtrennungsprozesses vernachlässigt. Darüber hinaus werden beim Vergleich verschiedener Verfahren z. T. unterschiedliche Randbedingungen verwendet, die eine Vergleichbarkeit erschweren oder ausschließen.

Bei der nasschemischen Absorption handelt es sich um ein Verfahren, dessen Simulation Programme erfordert, welche die chemischen Reaktionen und gleichzeitig die Prozessführung ausreichend genau abbilden können (z. B. AspenPlus®, Chemasim, ProTreat, CHEMCAD, CO₂Sim). Für die Modellierung eines Dampfkraftwerks in gleicher Detaillierung ist in diesen Programmen ein hoher Aufwand sowohl bei der Modellerstellung als auch bei der Simulation erforderlich. Aus diesem Grund und da die Kraftwerkssimulation z. T. andere Kompetenzen erfordert, wird in der Literatur oft kein Gesamtprozess, sondern die CO₂-Abtrennung als isolierter Prozess dargestellt. Eine Prozessintegration und eine Gesamtprozessoptimierung

¹ Für detaillierte Informationen über die Technologierouten wird verwiesen auf [75].

sind dabei nicht Gegenstand der Untersuchungen. Es wird davon ausgegangen, dass das energetische Optimum des Abtrennungsprozesses (niedrigster Wärmebedarf) auch das Optimum des Gesamtprozesses darstellt. Allerdings trifft dies nur bei Verwendung bestimmter Lösungsmittel zu [7].

1.2 Ziel und Abgrenzung der Arbeit

Das wissenschaftliche Interesse im Bereich der Post-Combustion CO₂-Abtrennung kohlebefeuerter Dampfkraftwerke ist in den letzten Jahren deutlich gestiegen. Dabei konkurrieren Verfahren miteinander, welche unterschiedliche Lösungsmittel und verschiedene Prozesstopologien verwenden. Als primäres Ziel wird ein Prozess angestrebt, der zu möglichst geringen Leistungseinbußen des Dampfkraftwerks führt. Die Forschungsgebiete, die an einer entsprechenden Prozessevaluierung (für einen Prozess basierend auf nasschemischer Absorption) beteiligt sind, lassen sich in drei Gruppen aufteilen:

1. Untersuchung der physikochemischen Eigenschaften der Lösungsmittel und Erstellung von thermodynamischen Stoffwertmodellen [8, 9, 10];
2. Erstellung von Modellen zur Abbildung der Absorption und Desorption sowie Simulation des Abtrennungsprozesses [11, 12, 13, 14, 15, 16];
3. Modelle zur Integration des Abtrennungsprozesses in den Kraftwerksprozess zur Gesamtprozessevaluierung [17, 18, 19, 20].

Es wird deutlich, dass eine Gesamtprozessevaluierung nur dann detailliert durchgeführt werden kann, wenn kompetenzübergreifende Kooperationen zwischen unterschiedlichen Institutionen entstehen. Es hat sich gezeigt, dass solche Kooperationen gerade für die Evaluierung neuartiger Prozesse² vergleichsweise selten umgesetzt werden. Besonders die Interaktion von Gruppe zwei und Gruppe drei erfolgt oft nur für bereits hinreichend erforschte Abtrennungsprozesse.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Bewertungssystem für Post-Combustion CO₂-Abtrennungsprozesse entwickelt, das eine Gesamtprozessevaluierung zulässt, ohne auf eine detaillierte Kraftwerks- oder CO₂-Verdichtermodellierung zurückgrei-

² Als neuartige Prozesse werden sowohl der Einsatz neuartiger Lösungsmittel als auch neuartiger Prozesstopologien bezeichnet.

fen zu müssen. Das Bewertungssystem basiert auf physikalisch und empirisch hergeleiteten Kennzahlen, die für

- eine energetische Gesamtprozessbetrachtung und –optimierung für nachgerüstete (Retrofit) und neu gebaute Anlagen (Greenfield),
- einen Vergleich unterschiedlicher Prozessvarianten oder Lösungsmittel,
- eine Abschätzung des Potenzials einer Wärmeintegration,
- eine Untersuchung des Einflusses verschiedener Randbedingungen auf den Gesamtprozess,
- eine Untersuchung des Einflusses verschiedener Kraftwerkskonfigurationen auf den Gesamtprozess

herangezogen werden können.

Forschungsgruppen wie z. B. unter der Leitung von GARY T. ROCHELLE (UT)³ und HALLVARD F. SVENDSEN (NTNU)⁴ beschäftigen sich seit mehr als neun Jahren mit der Post-Combustion CO₂-Abtrennung basierend auf nasschemischer Absorption und zählen dabei zu den weltweit führenden Institutionen. Diese und ähnlich orientierte Forschungsgruppen können unter Verwendung des in dieser Arbeit erstellten Bewertungssystems detaillierte und transparente Gesamtprozessuntersuchungen durchführen, ohne dabei auf die Kompetenz der Kraftwerkstechnik angewiesen zu sein. Besonderer Fokus liegt daher auf einer möglichst einfach anwendbaren Gestaltung des Bewertungssystems bei gleichzeitig hoher Genauigkeit der darin enthaltenen mathematischen Korrelationen.

Ein weiteres Anwendungsfeld ergibt sich für Kraftwerksbetreiber, die durch die Anpassung der wichtigsten Randbedingungen die Auswirkungen der Nachrüstung einer CO₂-Abtrennungsanlage auf ein spezielles Kraftwerk im Hinblick auf den Gesamtprozess abschätzen können.

³ *Department of Chemical Engineering, University of Texas (UT)*

⁴ *Institute for Chemical Process Technology, Norwegian University of Science and Technology (NTNU)*

1.3 Vorgehensweise

Eine Gegenüberstellung der nach dem derzeitigen Stand der Technik angewendeten Methoden zur Bewertung von CO₂-Abtrennungsprozessen in Kapitel 2 soll verdeutlichen, dass die in der Literatur verfügbaren Methoden z. T. keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern.

In Kapitel 3 wird der integrierte Gesamtprozess erläutert. Dabei geht es vor allem um die Bereitstellung der energetischen Schnittstellengrößen zwischen Dampfkraftwerk, CO₂-Abtrennungsanlage und CO₂-Verdichtung. Darüber hinaus werden verschiedene Integrationsvarianten vorgestellt, die im weiteren Verlauf der Arbeit näher untersucht werden.

Da der Fokus dieser Arbeit nicht auf Seiten der CO₂-Abtrennungsanlage, sondern auf der Integration der CO₂-Abtrennungsanlage in ein Dampfkraftwerk zur Erstellung eines Systems zur Bewertung des Gesamtprozesses liegt, ist die detaillierte Modellbildung eines Dampfkraftwerks notwendig. Die Modellbildung des Dampfkraftwerks und der CO₂-Verdichtung unter Verwendung realitätsnaher Randbedingungen wird in Kapitel 4 vorgestellt.

Für den integrierten Gesamtprozess erfolgen umfangreiche Sensitivitätsanalysen, bei denen Schnittstellengrößen zwischen Kraftwerk und Abtrennungsanlage (z. B. Wärmebedarf und erforderliche Dampfqualität), zwischen Abtrennungsanlage und CO₂-Verdichtung (z. B. CO₂-Eintrittsdruck in den CO₂-Verdichter) sowie allgemeine Randbedingungen (z. B. Kühlwasserbedingungen und Druck in der Überströmleitung) variiert werden.

In Kapitel 5 werden mit Hilfe der Simulationsergebnisse für in dieser Arbeit definierte Kennzahlen mathematische Korrelationen entwickelt, welche die Zusammenhänge und Abhängigkeiten von den variierten Größen mit hoher Genauigkeit im Vergleich zu den Simulationsergebnissen abbilden. Darüber hinaus wird ein Algorithmus vorgestellt, der die Optimierung der CO₂-Verdichterkonfiguration im Hinblick auf den Gesamtprozess ermöglicht. Die Korrelationen und der Optimierungsalgorithmus werden auf Basis von *Visual Basic* in *Microsoft Excel*® implementiert, und es wird eine möglichst einfach anwendbare Benutzeroberfläche generiert, die direkt mit Simulationsprogrammen für den CO₂-Abtrennungsprozess gekoppelt werden kann.

In Kapitel 6 werden die Korrelationen zur Gesamtprozessbewertung für zwei verschiedene CO₂-Abtrennungsprozesse herangezogen. Darüber hinaus werden die Einflüsse wichtiger Randbedingungen der Prozessintegration quantifiziert.

In Kapitel 7 folgt neben einer Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse ein Ausblick auf weiterführende Untersuchungsmöglichkeiten.

In Abbildung 1.1 ist der Umfang dieser Arbeit als grau hinterlegter Bereich schematisch dargestellt. Der CO₂-Abtrennungsprozess wird dabei als Black Box behandelt, die in Form von Schnittstellengrößen berücksichtigt wird.

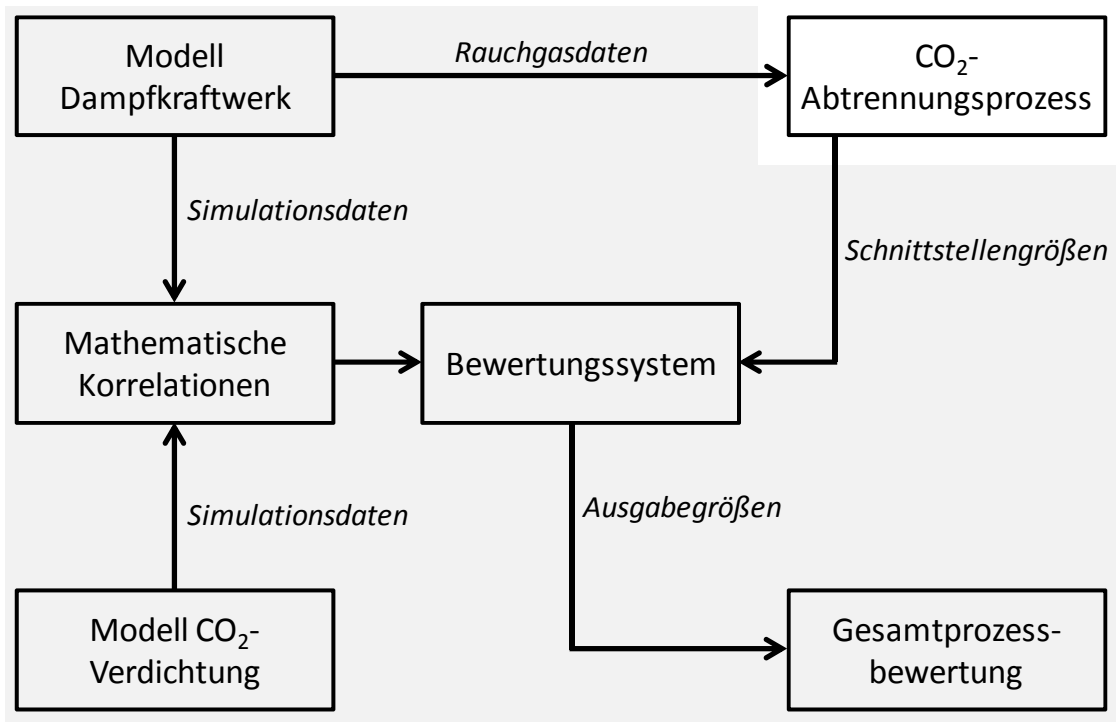


Abbildung 1.1: Umfang der Arbeit (grau hinterlegter Bereich)

2 STAND VON WISSENSCHAFT UND TECHNIK

Bei einer Post-Combustion CO₂-Abtrennung (*Post-Combustion Capture* - PCC) wird Kohlenstoffdioxid aus dem Rauchgas konventioneller Kraftwerke nach den üblichen Reinigungsschritten (Entstickung, Entstaubung und Entschwefelung) abgetrennt. In Abbildung 2.1 ist ein Kohlekraftwerk mit integrierter CO₂-Abtrennungsanlage schematisch dargestellt. Verglichen mit dem Oxyfuel- und dem Pre-Combustion-Verfahren ist der Integrationsaufwand einer Post-Combustion CO₂-Abtrennung gering und eignet sich daher neben einem Neubau insbesondere auch für die Nachrüstung bestehender Kraftwerke. Der wesentliche Nachteil des PCC-Verfahrens sind die Wirkungsgradeinbußen, die auf den Energiebedarf der Abtrennungsanlage und der CO₂-Verdichtung zurückzuführen sind. Der Großteil der Verluste entsteht durch den Wärmebedarf, der dem Kraftwerksprozess für die Regenerierung des Lösungsmittels in Form von niederkalorischem Dampf entzogen wird. Darüber hinaus erfordert der Antrieb der Strömungsmaschinen innerhalb der Abtrennungsanlage elektrische Energie. Die dritte energetische Schnittstellengröße bildet der Kühlbedarf der Abtrennungsanlage, der sich je nach Abtrennungsprozess aus der Rauchgaskühlung, der Lösungsmittelkühlung und der CO₂-Kühlung während der Verdichtung ergibt. In einer Gesamtprozessbewertung müssen alle Schnittstellengrößen (Wärmebedarf, elektrischer Bedarf und Kühlbedarf) Berücksichtigung finden. Für eine detaillierte Beschreibung des PCC-Verfahrens wird auf [21] verwiesen.

Zur energetischen Bewertung von Prozessen zur Post-Combustion CO₂-Abtrennung existieren in der Literatur nur wenige Ansätze. Der Fokus liegt dabei stets auf einer Umrechnung des Wärmebedarfs zur Lösungsmittelregeneration in einen elektrischen Leistungsverlust des Kraftwerks. Im Folgenden werden diese Ansätze vorgestellt und verglichen. Die dabei verwendeten Größen werden in Abbildung A.1 (Anhang A.1) dargestellt.

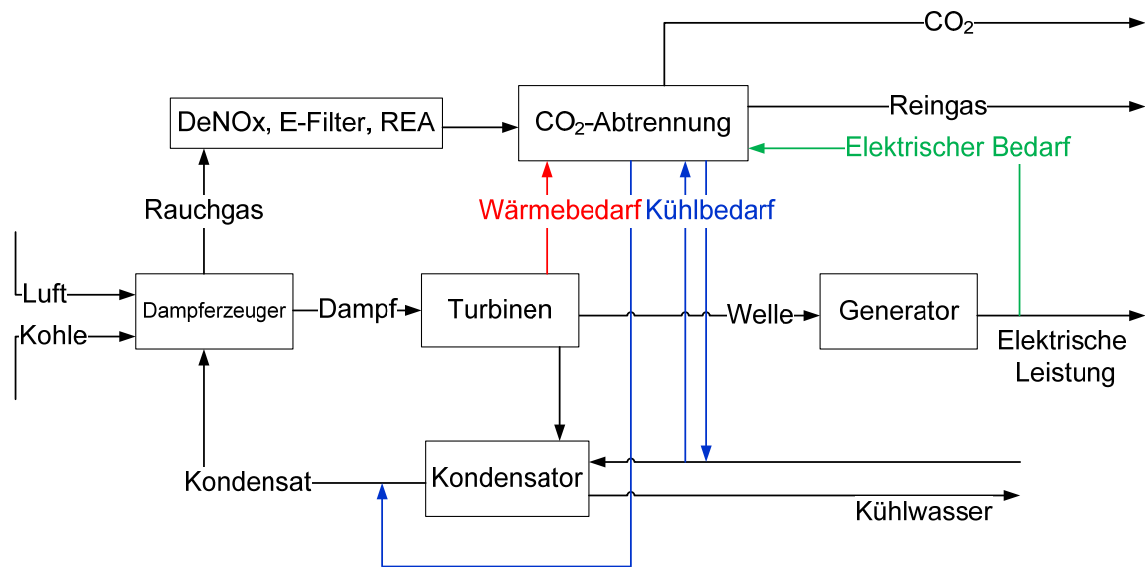


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines Kohlekraftwerks mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung

2.1 Verfügbare Ansätze zur Prozessbewertung

ANSATZ 1

BOLLAND und UNDRUM führen in [22] einen Faktor α ein, der das Verhältnis von elektrischem Leistungsverlust zu Wärmeauskopplung beschreibt („*The ratio of incremental power reduction to incremental heat output*“). Als Kraftwerksprozess wird dabei ein Gas- und Dampfprozess (GuD) verwendet. Für ein kohlebefeuertes Dampfkraftwerk (DKW) lässt sich der generelle Ansatz, jedoch nicht das Ergebnis der Arbeit übertragen. Wie in Abbildung 2.2 dargestellt, hat die Qualität des entnommenen Dampfes einen großen Einfluss auf den Faktor α . Eine Wärmeauskopplung bei 200 °C Sattdampf­temperatur führt zum Beispiel zu einem etwa doppelt so großen elektrischen Leistungsverlust wie eine Wärmeauskopplung bei 100 °C Sattdampf­temperatur.

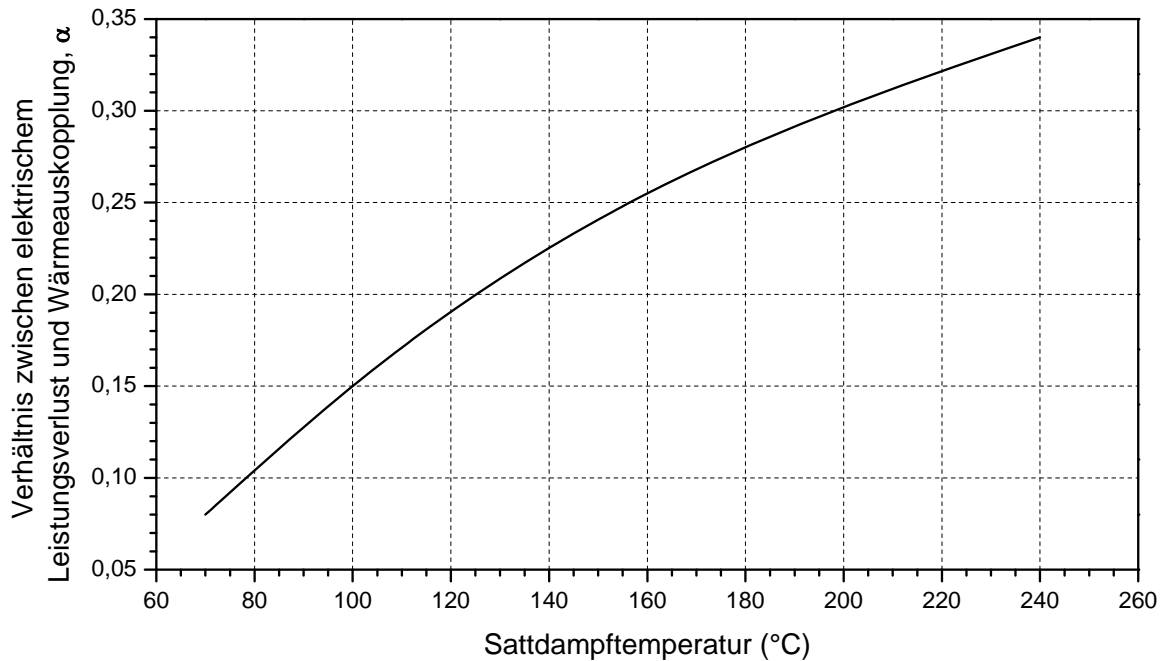


Abbildung 2.2: Verhältnis zwischen elektrischem Leistungsverlust und der Sattdampf-temperatur der Wärmeauskopplung bei einem GuD-Prozess [22]

ANSATZ 2

GÖTTLICHER bewertet in [23] unterschiedliche Lösungsmittel mit dem mathematischen Ansatz aus Gleichung (1).

$$\alpha = \frac{h(p_{\text{ext}}, T_{\text{ext}}) - h(p_{\text{cond}}, x_{\text{cond}}) + \eta_{el}(h'(p_{\text{ext}}) - h'(p_{\text{cond}}))}{h(p_{\text{ext}}, T_{\text{ext}})} \quad (1)$$

Dabei ist α das Verhältnis zwischen thermischer und elektrischer Energie, h die Dampfenenthalpie, h' die Sättigungsenthalpie, p_{ext} der Druck des entnommenen Dampfes, T_{ext} die Temperatur des entnommenen Dampfes, x_{cond} der Dampfgehalt am Austritt der Niederdruckturbine, p_{cond} der Kondensatordruck und η_{el} der Wirkungsgrad des Niederdruckteils des Kraftwerks.

Der Ansatz beruht auf einer vereinfachten physikalischen Berechnung, in der neben der Qualität des entnommenen Dampfes auch der Kondensatordruck des Kraftwerks berücksichtigt wird. Die Anwendung dieses Bewertungsansatzes ist nur dann möglich, wenn die exakten Dampfzustände der Entnahme und des Niederdruckturbinenaustritts bekannt sind. Darüber hinaus wird ein Wirkungsgrad

η_{el} benötigt, der nicht eindeutig definiert ist und somit Interpretationsspielraum lässt.

Ansatz 3

Einen wesentlich einfacher anwendbaren Ansatz (Gleichung (2)) liefern OYENEKAN und ROCHELLE in [14].

$$W_{eq} = W_{pump} + 0,75 \cdot Q \cdot \frac{(T_{reb} + 10 \text{ K}) - 313 \text{ K}}{T_{reb} + 10 \text{ K}} + W_{comp} \quad (2)$$

Dabei ist W_{eq} die äquivalente Arbeit (entspricht hier dem elektrischen Leistungsverlust), W_{pump} die Arbeit der Pumpen im Abtrennungsprozess, W_{comp} die Arbeit der CO₂-Verdichtung, Q der Wärmebedarf und T_{reb} die Reboilertemperatur.

Der mittlere Summand stellt den Leistungsverlust durch den Wärmebedarf dar und ähnelt in seiner Form dem Carnot-Faktor. Der Zahlenwertfaktor 0,75 ist dem Umstand geschuldet, dass der Kraftwerksprozess nicht verlustfrei abläuft und wird dabei (missverständlich) als Turbinenwirkungsgrad bezeichnet. Mit den Summanden W_{pump} und W_{comp} werden auch die Verluste, die nicht auf die Dampfentnahme zurückzuführen sind, berücksichtigt.

ANSATZ 4

OEXMANN ET AL. haben diesen Ansatz in [24] zu Gleichung (3) und (4) weiterentwickelt.

$$P_{reg} = \eta_{eff} \cdot \dot{Q} \cdot \frac{T_{cond}}{T_{ext}^{sat}(p_{ext})} \quad (3)$$

$$\eta_{eff} = 0,7855 + 0,01485p_{ext} \quad (4)$$

Dabei ist P_{reg} der elektrische Leistungsverlust für die Dampfentnahme, η_{eff} der effektive Wirkungsgrad, T_{cond} die Kondensattemperatur des Kraftwerks, T_{ext}^{sat} die Sättigungstemperatur des entnommenen Dampfes und p_{ext} der Druck der Dampfentnahme. Der wesentliche Unterschied zu der Korrelation von OYENEKAN und ROCHELLE besteht in dem Faktor η_{eff} , der die Abweichung zu dem Carnot-Faktor in Abhängigkeit von der Dampfentnahme und nicht als konstanten Wert beschreibt.

ANSATZ 5

NAZARKO bewertet in [16] verschiedene Betriebsparameter einer Abtrennungsanlage mit einem konstanten Verhältnis zwischen elektrischer und thermischer Ener-

gie von 0,2. In diesem Ansatz werden alle Einflüsse auf das Verhältnis vernachlässigt.

ANSATZ 6

LIEBENTHAL et al. stellen in [25] einen Ansatz vor, der erstmals eine energetische Gesamtprozessbewertung für die Nachrüstung eines speziellen Kraftwerks ermöglicht. Dabei werden auch Berechnungsansätze für den Energiebedarf der CO₂-Verdichtung angegeben. In [26] wird dieser Ansatz um die Berücksichtigung verschiedener Überströmdrücke des betrachteten Kraftwerks erweitert.

2.2 Vergleich der verfügbaren Ansätze zur Prozessbewertung

Die Eigenschaften der in der Literatur verfügbaren Bewertungsansätze sind in Tabelle 2.1 aufgelistet. Es wird deutlich, dass die meisten Ansätze nicht für eine Gesamtprozessbewertung geeignet sind. Darüber hinaus werden weder das Potenzial einer Wärmeintegration noch eine Variation von Randbedingungen berücksichtigt.

Tabelle 2.1: Eigenschaften der in der Literatur verfügbaren Bewertungsansätze

Ansatz aus Literatur	Berücksichtigte Verluste			Nachrüstung / Neubau	Brennstoff / Kraftwerksprozess
	Wärmebedarf	Elektrischer Bedarf	Kühlbedarf		
1 [22]	●	○	○	Neubau	Gas / GUD
2 [23]	●	○	○	Neubau	Kohle / DKW
3 [14]	●	◐	○	Neubau	-
4 [24]	●	○	○	Neubau	Kohle / DKW
5 [16]	●	○	○	Neubau	Kohle / DKW
6 [25]	●	●	●	Nachrüstung	Kohle / DKW

● = Berücksichtigt (mit Korrelation); ◐ = Berücksichtigt (ohne Korrelation); ○ = Nicht berücksichtigt

Ein quantitativer Vergleich lässt sich nur für die Ansätze 2, 3, 4 und 5 durchführen, da sowohl ein auf Steinkohle basierter Kraftwerksprozess als auch die Integrationsvariante Neubau vorausgesetzt werden. Dazu werden Randbedingungen für das DKW und die Abtrennungsanlage angenommen, die in Tabelle A.1 (Anhang A.1)

zusammengefasst sind. Da in den Ansätzen nur der Einfluss des Wärmebedarfs berücksichtigt wird, sind alle weiteren Einflussgrößen nicht Bestandteil des Vergleichs. Eine Sensitivitätsanalyse soll zeigen, wie groß die Abweichungen der Ansätze bei Variation

- des spezifischen Wärmebedarfs q_{reb} und
- der Reboilertemperatur t_{reb}

ausfallen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.3 dargestellt. Bei einer Variation des spezifischen Wärmebedarfs ergeben sich zwar gleiche Kurvenverläufe (lineare Steigung), aber deutliche Unterschiede in den berechneten Nettowirkungsgradverlusten. Besonders groß ist die Differenz zwischen Ansatz 2 und Ansatz 3. Bei einem mittleren spezifischen Wärmebedarf von $3 \text{ MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2$ übersteigt diese 1,5 %-Punkte. Die Ansätze 3 – 5 liegen in einem Differenzbereich von etwa 0,6 %-Punkten.

Bei Variation der Reboilertemperatur fällt auf, dass Ansatz 5 keine Abhängigkeit von derselben aufweist. Die Ansätze 2 – 4 zeigen annähernd parallele Verläufe, bei denen die Differenzen bei etwa 2 %-Punkten liegen. Darüber hinaus wird anhand der Steigung der Kurven deutlich, dass die Reboilertemperatur einen erheblichen Einfluss auf den Nettowirkungsgradverlust hat. Nach Ansatz 3 führt zum Beispiel eine Anhebung der Reboilertemperatur von 83 °C auf 127 °C bei konstantem spezifischem Wärmebedarf zu einer Erhöhung des Nettowirkungsgradverlusts um 2 %-Punkte.

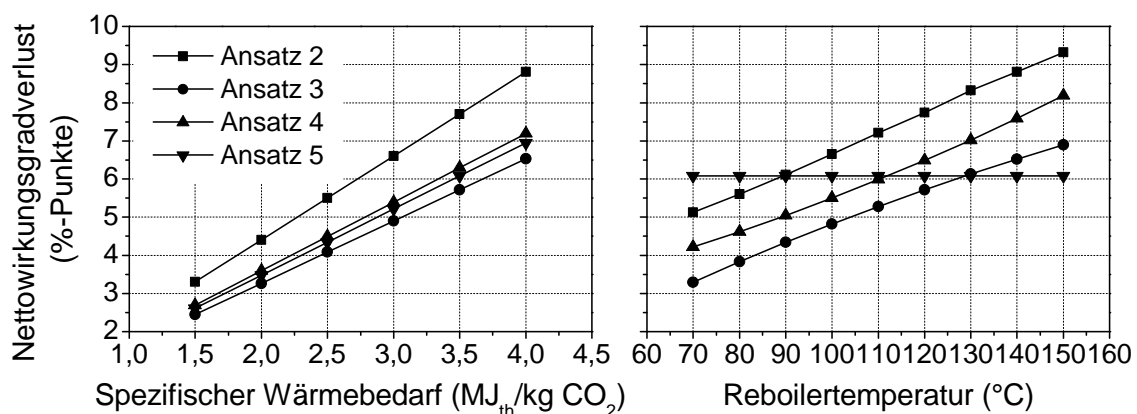


Abbildung 2.3: Einfluss des spezifischen Wärmebedarfs und der Reboilertemperatur auf den Nettowirkungsgradverlust unter Verwendung verschiedener Bewertungsansätze

Aus der Sensitivitätsanalyse geht hervor, dass die in der Literatur verfügbaren Bewertungsansätze zu großen quantitativen Unterschieden in den prognostizierten Nettowirkungsgradverlusten führen. Bei der Anwendung fällt auf, dass z. T. unterschiedliche Schnittstellengrößen definiert werden. So wird in Ansatz 3 direkt die Reboilertemperatur verwendet, während in den Ansätzen 2 und 4 eine Umrechnung der Reboilertemperatur in den dafür notwendigen Entnahmedruck erforderlich ist. Zusätzlich wird in Ansatz 2 der exakte Dampfzustand bei der Entnahme und der Dampfzustand am Turbinenaustritt benötigt. Zur Ermittlung dieser Größen bedarf es einer detaillierten Kraftwerksmodellierung, die ja gerade durch Verwendung der Korrelationen vermieden werden soll. Dadurch ist Ansatz 2 nur eingeschränkt anwendbar.

Der Vergleich zeigt, dass für Neubauanlagen derzeit keine Bewertungsansätze existieren, die einen äquivalenten Vergleich von PCC-Verfahren unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses ermöglichen. Die verfügbaren Ansätze sind z. T. nur eingeschränkt anwendbar oder soweit vereinfacht, dass wesentliche Einflussgrößen vernachlässigt werden. Sowohl der Kühlbedarf als auch der elektrische Bedarf der Abtrennungsanlage und der CO₂-Verdichtung werden zwar teilweise berücksichtigt, allerdings ohne Angabe von geeigneten mathematischen Korrelationen.

Für nachgerüstete Anlagen existiert ein Ansatz, der eine Bewertung des Gesamtprozesses für ein bestimmtes Kraftwerk zulässt. Allerdings ist dabei eine Variation von Randbedingungen nicht möglich, sodass sich die Ergebnisse kaum auf andere bestehende Anlagen übertragen lassen.

LIEBENTHAL hat in [32] verschiedene Dampfentnahmen für die Nachrüstung einer PCC-Anlage untersucht. Dabei ist zu berücksichtigen, dass eine Entnahme von hochkalorischem Dampf (FD, HZÜ, KZÜ) nicht nur zusätzliches Equipment erfordert, sondern prinzipiell auch zu vergleichsweise großen Wirkungsgradverlusten führt.

Da die zusätzliche CCS-Turbine keine Anzapfungen zur Speisewasservorwärmung aufweist, führt die Auslagerung hochkalorischer Dampfmassenströme dazu, dass diese nicht mehr effizient genutzt werden können. Werden hingegen Anzapfungen in der zusätzlichen Turbine vorgenommen, entspricht die dabei entstehende Prozesskonfiguration annähernd dem Kraftwerksprozess mit niederkalorischer Entnahme.

Für die Nachrüstung einer PCC-Anlage können darüber hinaus technische Probleme auftreten, welche die Verwendung der FD- und KZÜ-Leitung für eine Dampfentnahme ausschließen. Der in den Berührungsheizflächen verbleibende Dampfmassenstrom würde durch eine FD- oder KZÜ-Dampfentnahme stark reduziert. Da mit sinkender Strömungsgeschwindigkeit auch der innere Wärmeübergang in den Berührungsheizflächen verschlechtert wird, kann u. U. nicht mehr eine ausreichende Kühlung der Heizflächen gewährleistet werden.

Die Überströmleitung zwischen Mitteldruck- (MD-) und Niederdruck- (ND-)Teil stellt die sinnvollste Entnahmestelle dar. Die Druckniveaus liegen hier üblicherweise zwischen 3 und 10 bar. Die neueste Generation deutscher Kohlekraftwerke weist eher kleine Überströmdrücke zwischen 3 und 5 bar auf.

In dieser Arbeit wird aufgrund der o. g. Betrachtungen ausschließlich die Wärmebereitstellung durch eine Dampfentnahme aus der MD/ND-Überströmleitung betrachtet. Alternative Ansätze wie z. B. die Nutzung von sensibler Rauchgaswärme oder einer externen Wärmequelle aus einem gekoppelten Gaskraftwerk haben sich als ineffizient erwiesen [33].

3.2 Bereitstellung des Kühlbedarfs

Sowohl im CO₂-Abtrennungsprozess als auch bei der CO₂-Verdichtung fallen großen Mengen an Abwärme an, die ebenso wie die Abwärme des Kraftwerks an die Umgebung abgegeben werden müssen. Dies führt vor allem zu einem erhöhten elektrischen Bedarf durch zusätzliche Kühlwasserpumpen, der bei der Gesamtbewertung berücksichtigt werden muss. Darüber hinaus ergeben sich für nachgerüstete Anlagen, bei denen die Auslegung ohne Berücksichtigung der CO₂-

Abtrennung und –Verdichtung erfolgt, unterschiedliche Möglichkeiten, den Kühlbedarf bereitzustellen (vgl. [7]):

- Das bestehende Kühlsystem wird für die Bereitstellung des gesamten Kühlbedarfs (Kraftwerk + CO₂-Abtrennung + CO₂-Verdichtung) verwendet. Diese Variante setzt voraus, dass das vorhandene Kühlsystem mit den durch die CO₂-Abtrennung und –Verdichtung entstehenden zusätzlichen Kühlbedarfen betreibbar ist. Je nach maximal möglicher Kühlwassermenge wird die Aufwärmspanne im Kraftwerkskondensator erhöht und führt somit zu einem erhöhten Kondensatordruck. Als Folge sinkt die in den ND-Turbinen umgesetzte Leistung und erhöht damit die CCS-bedingten Wirkungsgrad-einbußen.
- Es wird ein zusätzliches Kühlsystem für den Kühlbedarf der PCC-Anlage vorgesehen. Dabei bestehen die Möglichkeiten, beide Kühlsysteme gekoppelt oder entkoppelt aufzubauen. Bei beiden Varianten wird der Kraftwerkskondensator bei Betrieb mit CO₂-Abtrennung aufgrund der Dampfenahme (bei Verwendung des Lösungsmittels MEA um ca. 50 %) entlastet. Die minimale Kühlwassermenge im Kraftwerkskondensator wird dabei auf 80 % des Nennmassenstroms geregelt. Aufgrund dessen vergrößert sich die erforderliche spezifische (auf die Nettoleistung bezogene) Antriebsleistung der Kühlwasserpumpen. Dieser Effekt wird allerdings durch eine Reduzierung des Kondensatordrucks und des damit verbundenen Leistungszuwachses in den ND-Turbinen überkompensiert. Bei Teillastbetrieb von modernen Kraftwerken wird diese Regelstrategie bereits angewendet.

In dieser Arbeit wird für den Fall einer Nachrüstung die Variante zwei mit zusätzlichem Kühlsystem verwendet. Variante eins führt zu einer hohen Kühlwasseraustrittstemperatur, die den optimalen Betrieb der CO₂-Abtrennungsanlage beeinträchtigen könnte [34]. Im Fall eines Neubaus wird das Kühlsystem für den erhöhten Kühlbedarf ausgelegt.

3.3 Bereitstellung des elektrischen Bedarfs

Der elektrische Bedarf der CO₂-Abtrennungsanlage wird direkt von der Bruttoleistung des Kraftwerks abgezogen. Wie in Kapitel 3.5 erläutert wird, erfolgt der CO₂-Verdichterantrieb in dieser Arbeit über elektrische Motoren. Dadurch stellt die CO₂-Verdichtung den größten elektrischen Verbraucher dar.

Zu den größten elektrischen Verbrauchern innerhalb der PCC-Anlage zählen die Lösungsmittelpumpen und das Gebläse, welches zur Überwindung der zusätzlichen rauchgasseitigen Druckverluste dient.

3.4 Integration

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Formen der Integration definiert:

- Die **Basisintegration** umfasst den Gesamtprozess mit optimierter Dampfen-entnahme zur Bereitstellung des Wärmebedarfs und mit optimierter Reboiler-Kondensateinspeisung in den Kraftwerksprozess.
- Die **Wärmeintegration** bietet zusätzlich zur Basisintegration die Möglichkeit, Abwärmequellen aus der CO₂-Abtrennung und -Verdichtung in den Kraftwerksprozess optimal einzubinden.

3.4.1 Basisintegration

In Abbildung 3.2 sind die Dampfenentnahme und die Einspeisung des Reboilerkondensats schematisch dargestellt. Die für den PCC-Prozess erforderliche Dampfqualität folgt aus der Reboilertemperatur, die unter Berücksichtigung einer Grädigkeit im Reboiler und eines Druckverlusts in der Dampfleitung zum Reboiler den Entnahmedruck festlegt. Bei der Dampfauskopplung müssen drei wesentliche Fälle unterschieden werden:

- Der Druck in der Überströmleitung ist nach der Dampfenentnahme kleiner als von der CO₂-Abtrennungsanlage inklusive Druckverlust gefordert. In diesem Fall muss der Druck über eine Druckhalteklappe (DHK), welche sich stromabwärts der Entnahmestelle in der Überströmleitung befindet, angestaut werden.
- Der Druck in der Überströmleitung ist nach der Dampfenentnahme größer als von der CO₂-Abtrennungsanlage inklusive Druckverlust gefordert. In diesem Fall muss der Dampf in der Entnahmeleitung gedrosselt werden.
- Der Dampf in der Überströmleitung entspricht nach der Dampfenentnahme exakt der von der CO₂-Abtrennungsanlage inklusive Druckverlust geforderten Qualität. In diesem Fall sind weder eine Druckhalteklappe noch eine Drossel notwendig. Dieser Betrieb wird in Anlehnung an LIEBENTHAL ET AL. als *Open Valve Operation* (OVO) bezeichnet [25].

Alle drei Fälle werden in Kapitel 3.4 aufgegriffen und detailliert diskutiert.

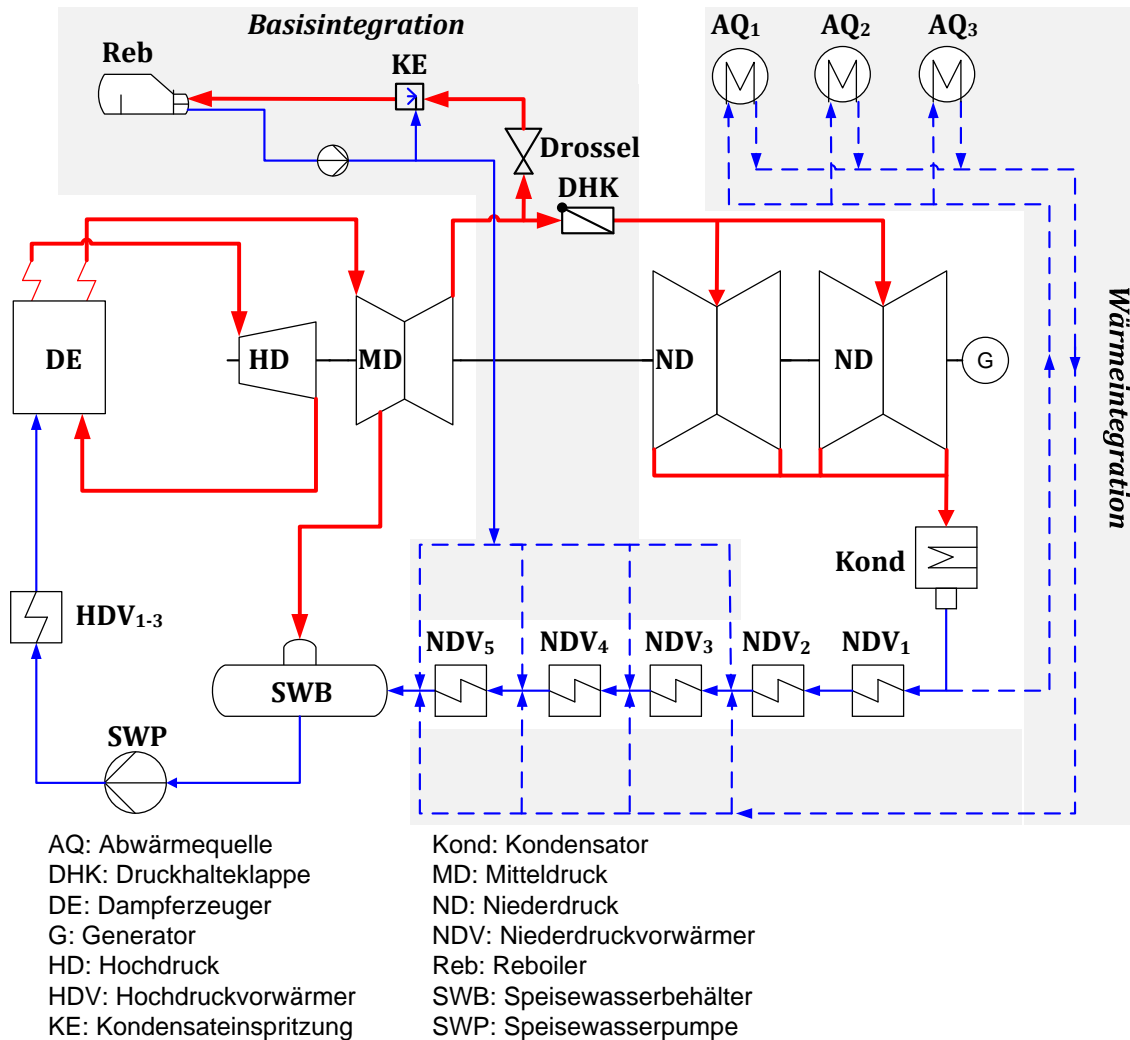


Abbildung 3.2: Vereinfachte Darstellung der Basisintegration und der Wärmeintegration

Die Überhitzung des entnommenen Dampfes kann im Reboiler zu Bereichen mit lokal erhöhter Wandtemperatur (Hot Spots) führen. Diese können thermische Degradation des Lösungsmittels oder verstärktes Fouling im Reboiler hervorrufen [35, 36]. Um dies zu verhindern, ist eine Enthitzung des Dampfes notwendig [37, 38]. Dazu wird Reboilerkondensat zurückgeführt und in die Entnahmeleitung eingespritzt (KE in Abbildung 3.2), sodass die Überhitzung des Dampfes auf etwa 15 K reduziert wird. Eine vollständige Enthitzung ist mithilfe einer solchen Einspritzkühlung ohne Entstehung von Kondensat technisch nicht realisierbar.

Das Reboilerkondensat sollte auf möglichst gleichem Temperaturniveau in die ND-Vorwärmstrecke eingespeist werden. Es hat sich herausgestellt, dass bei Reboilertemperaturen zwischen 70 und 150 °C vier unterschiedliche Einspeisestellen relevant sind. Welche dieser Einspeisestellen die energetisch sinnvollste ist, lässt sich im Fall einer Nachrüstung nicht auf einfache Weise bestimmen. Die Druck- und Temperaturniveaus der Turbinenanzapfungen hängen von der entnommenen Dampfmenge und dem gewählten Druck im Speisewasserbehälter (SWB) ab. Der Druck im SWB wiederum unterliegt der Prozessoptimierung (vgl. Kapitel 4.1.4) in Abhängigkeit vom Überströmdruck zwischen MD- und ND-Turbine, sodass die optimale Einspeisestelle von zahlreichen Parametern abhängt.

3.4.2 Wärmeintegration

Bei der Wärmeintegration werden neben einer optimalen Dampfantnahme und Kondensateinspeisung verfügbare Abwärmeströme in den Kraftwerksprozess integriert. Hier spielen nur diejenigen Abwärmequellen eine Rolle, die ein sinnvoll nutzbares Temperaturniveau aufweisen. Innerhalb des Abtrennungsprozesses ist dies u. a. die Abwärme aus dem Desorberkopfkondensator. Dort wird der CO₂-Produktstrom aus dem Desorber gekühlt, damit anschließend das dabei kondensierte Wasser abgeschieden werden kann. Das obere Temperaturniveau liegt in diesem Fall etwa 10 – 20 K unterhalb der Reboilertemperatur.

Eine weitere sinnvoll nutzbare Abwärmequelle stellt die Zwischenkühlung bei der CO₂-Verdichtung dar. Das Temperaturniveau kann hier mit der Anzahl und der Position der verwendeten Zwischenkühlungen und mit der Temperatur der Zwischenkühlung variiert werden. Je höher die Temperatur der verfügbaren Abwärme, desto effizienter kann diese in der Vorwärmstrecke genutzt werden. Allerdings steigt mit erhöhtem Temperaturniveau der Abwärme aus der Zwischenkühlung auch der elektrische Bedarf der CO₂-Verdichtung. Das energetische Optimum dieser beiden gegenläufigen Effekte liegt zwischen den beiden Extrembetrachtungen einer isothermen Verdichtung (minimale elektrische Antriebsleistung) und einer Verdichtung ohne Zwischenkühlung (maximal mögliches Temperaturniveau und maximal mögliche Abwärme). Daher gilt es, diese Effekte in die Gesamtprozessoptimierung einzuschließen.

Als Wärmesenken stehen zum einen die Luft- und Rauchgasseite sowie zum anderen die Wasser-Dampf-Seite des Kraftwerksprozesses zur Verfügung. Die Vorwärmung der Verbrennungsluft erfolgt über den Luftvorwärmer (LuVo) und

über den Dampfluftvorwärmer (DaLuVo). Der DaLuVo dient dabei zur Anhebung des Temperaturniveaus am kalten Ende des LuVos (Kaltblechtemperatur), um dort Taupunktunterschreitung zu vermeiden. Auch wenn sich eine Substitution des DaLuVo durch Integration von verfügbarer Abwärme als energetisch sinnvoll erweist, ist der DaLuVo (vor allem im Teillastbetrieb des Kraftwerks) für die Kaltblechtemperaturregelung von essentieller Bedeutung. Um den maximalen Nutzen aus der Abwärme ziehen zu können, sind darüber hinaus konstruktiv aufwändige Maßnahmen notwendig, die bei dem zu erwartenden Optimierungspotenzial als nicht realitätsnah einzustufen sind [20]. Daher wird die Luftseite in dieser Arbeit nicht als Wärmesenke herangezogen.

Eine weitere potenzielle Wärmesenke stellt die Vorwärmstrecke des Kraftwerksprozesses dar. Das ND-Kondensat weist Drücke unter 20 bar auf und kann im Parallelstrom zu den Abwärmequellen geführt werden. Die maximal nutzbare Abwärme hängt hier von mehreren Parametern ab. Wie bereits erwähnt, wird der Kondensatmassenstrom durch die Dampfentnahme zur Lösungsmittelregeneration (bei Verwendung des Lösungsmittels MEA auf etwa die Hälfte) reduziert, sodass mit steigendem Wärmebedarf in der PCC-Anlage das Potenzial der Wärmeintegration sinkt. Darüber hinaus ergibt sich die maximale Vorwärmtemperatur des Kondensats aus dem Temperaturniveau des SWB. Um die Funktion der Kondensatentgasung im SWB sicherzustellen, ist eine Unterkühlung des Kondensats bei Eintritt in den SWB von 5-20 K erforderlich [39].

Weitere Ansätze zur Nutzung von verfügbarer Abwärme sind in Anhang A.2 aufgeführt, finden in dieser Arbeit jedoch keine Berücksichtigung, da sie entweder als sehr speziell in Hinblick auf den Kraftwerksprozess (z. B. Kraft-Wärme-Kopplung) oder als unrealistisch eingestuft werden.

3.4.3 Nachrüstung

Die Nachrüstung einer CO₂-Abtrennungsanlage in ein bestehendes Kraftwerk erfordert spezielle Maßnahmen für die Bereitstellung des Dampfes zur Lösungsmittelregeneration. Neben der erforderlichen Dampfmenge muss auch die Dampfqualität (Dampfdruck) den Anforderungen der CO₂-Abtrennungsanlage entsprechen. Wie schon erwähnt, sinkt in Folge der Dampfentnahme der Druck in der Entnahmeleitung (MD/ND-Überströmleitung), sodass der sich einstellende Druck nicht nur vom Auslegungsdruck (Betrieb ohne Dampfentnahme), sondern auch von der entnommenen Dampfmenge (Wärmebedarf) abhängt. Entsprechend Kapitel 3.1 ist je nach erforderlicher Dampfqualität (Reboilertemperatur) für den Vollast-

betrieb eine Druckhalteklappe in der MD/ND-Überströmleitung oder eine Drossel in der Dampfleitung zum Reboiler notwendig. Auch wenn für den Vollastfall nur eine Drossel notwendig ist, erfordert der Teillastbetrieb in der Regel eine Druckhalteklappe, da in diesem Fall der Dampfdruck in der MD/ND-Überströmleitung weiter sinkt.

Der Volumenstrom des MD-Turbinenaustritts steigt bei Absenkung des MD/ND-Überströmdrucks aufgrund der Dichteabnahme des Dampfes. Wie in Kapitel 4.1.1 näher erläutert wird, muss die maximale Volumenstromzunahme am MD-Turbinenausritt limitiert werden. In Folge dessen sind Betriebszustände möglich, bei denen die von der PCC-Anlage geforderte Dampfqualität so gering ist, dass einerseits eine Drossel in der Dampfleitung zum Reboiler notwendig ist, andererseits jedoch am MD-Turbinenausritt Volumenströme auftreten, die durch eine Druckhalteklappe stromabwärts der Dampfentnahme in der MD/ND-Überströmleitung begrenzt werden müssen. Wie später gezeigt wird, führt besonders der Betrieb mit aktiver Druckhalteklappe zu großen Wirkungsgradverlusten. Ein Retrofit der hinteren MD-Stufen stellt daher ein realistisches Szenario zur Vermeidung dieser Verluste dar.

In Abbildung 3.3⁵ ist dargestellt, bei welchem Wertepaar, bestehend aus spezifischem Wärmebedarf (Quantität der Dampfentnahme) und Reboilertemperatur (Qualität der Dampfentnahme), der Betriebspunkt OVO für verschiedene Überströmdrücke im Auslegungsbetriebspunkt p_{IPLP} erreicht wird. Oberhalb der OVO-Kurven liegen jeweils die Betriebspunkte, bei denen eine höhere Dampfqualität gefordert wird, sodass eine DHK notwendig ist. Unterhalb der Kurven ist entsprechend eine Drossel erforderlich.

Darüber hinaus ist in Abbildung 3.3 auch die Grenze für verschiedene kritische MD-Austrittsvolumenstromverhältnisse $v_{crit,IP}$ dargestellt. $v_{crit,IP}$ ist definiert als Verhältnis zwischen kritischem Austrittsvolumenstrom und Nennvolumenstrom im Auslegungsbetriebspunkt. Für alle Wertepaare aus spezifischem Wärmebedarf und Reboilertemperatur, die rechts von $v_{crit,IP}$ liegen, ist eine Druckhalteklappe notwendig, um den Volumenstrom am MD-Turbinenausritt zu begrenzen.

⁵ Für das Diagramm in Abbildung 3.3 werden eine Grädigkeit im Reboiler von 10 K und ein Druckverlust in der Dampfleitung zum Reboiler von 0,3 bar angenommen.

Für alle Wertepaare aus spezifischem Wärmebedarf und Reboilertemperatur, die einerseits rechts von $v_{\text{crit,IP}}$, aber unterhalb der OVO-Kurve liegen, ist sowohl eine Druckhalteklappe (zum Schutz der MD-Turbine) als auch eine Drossel (zur Einstellung der Dampfqualität für den Reboiler) notwendig. Wenn die Kraftwerksnachrüstung auch einen Umbau der MD-Turbine umfasst, entfällt die Grenze $v_{\text{crit,IP}}$.

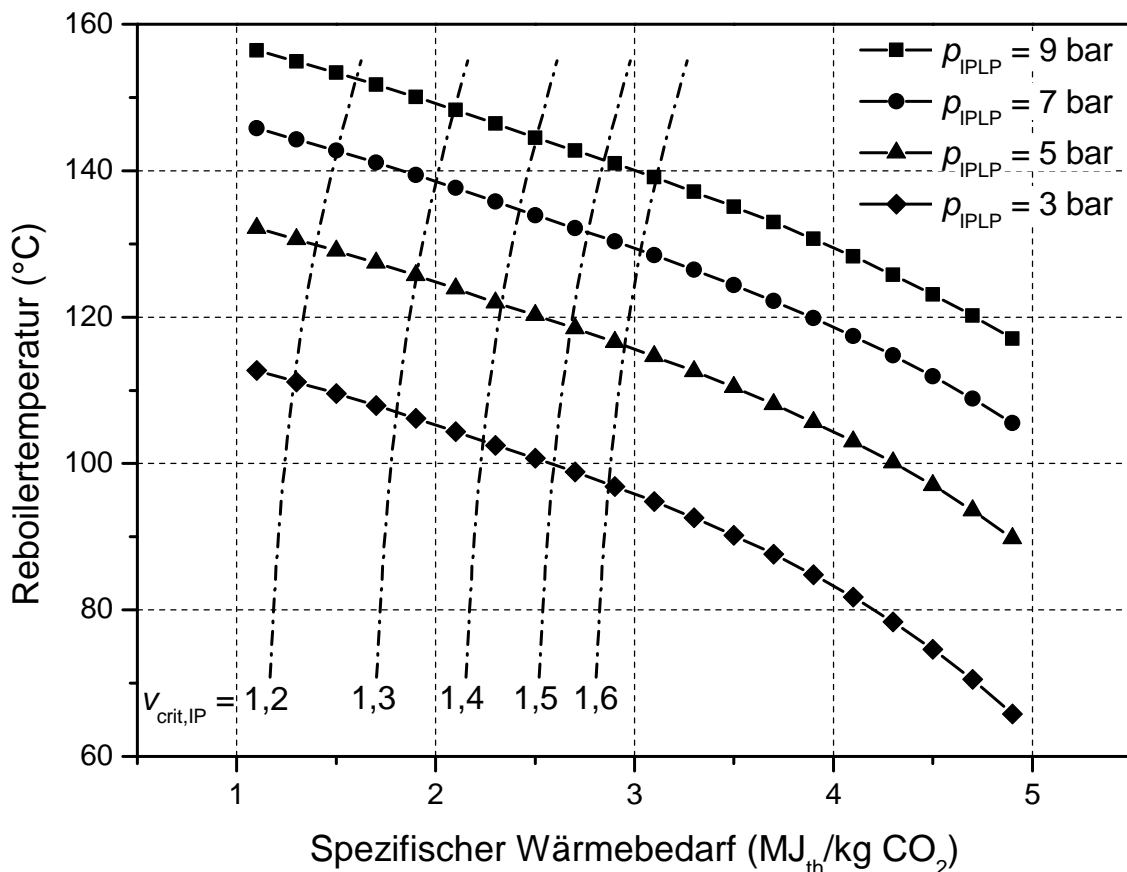


Abbildung 3.3: *Open Valve Operation* für verschiedene Auslegungsdrücke in der Überströmleitung und verschiedene kritische MD-Austrittsvolumenstromverhältnisse

Der Dampfzustand am ND-Turbineneintritt wird ebenfalls durch die Dampfenahme beeinflusst. Unabhängig von der Maßnahme zur Dampfkonditionierung (Druckhalteklappe, Drossel oder beides) sinkt der Druck hier in Abhängigkeit vom entnommenen Dampfmassenstrom. Aufgrund der Dichteabnahme des Dampfes bleiben allerdings die Volumenströme annähernd konstant, sodass die ND-Turbinen auch bei einer Reduzierung der Eintrittsmassenströme auf 10 % des Auslegungsdampfmassenstroms noch betrieben werden können (vgl. Kapitel 4.1.1). In der Literatur werden Ansätze diskutiert, in denen vorgeschlagen wird, eine von zwei ND-Fluten beim Betrieb mit CO₂-Abtrennung zu entkoppeln und nicht mit

Dampf zu beaufschlagen [40]. Ob solch eine Maßnahme sinnvoll ist, hängt vom erwarteten Betriebsregime des Kraftwerks ab.

Bei der Nachrüstung einer CO₂-Abtrennungsanlage werden die Kraftwerkskomponenten des ND-Teils aufgrund der Dampfenahme mit einem im Vergleich zur Auslegung geringeren Massenstrom beaufschlagt. Da dieser Betriebszustand dem Teillastbetrieb des Kraftwerks ähnelt, obwohl der Dampferzeuger in Volllast betrieben wird, erfordert eine realitätsnahe Betrachtung des Gesamtprozesses die Berücksichtigung des Teillastverhaltens bestimmter Komponenten (Turbinen, Kondensator, Generator etc.). Dies kann auf der einen Seite zu einer Verschlechterung der einzelnen Komponentenwirkungsgrade führen. Auf der anderen Seite steigt bei Wärmeübertragern die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende spezifische Fläche (Fläche pro Massenstrom). Im Kondensator kann dadurch z. B. der Druck verringert und somit das Enthalpiegefälle in den ND-Turbinen und damit die generierte Wellenleistung gesteigert werden (vgl. Kapitel 3.2). Aus diesem Grund weist der Gesamtprozess bei Neubauanlagen, die für eine CO₂-Abtrennung ausgelegt sind, nicht zwingend höhere Wirkungsgrade auf als im Nachrüstfall.

3.4.4 Neubau

Bei einer Neubauanlage kann der Kraftwerksprozess für die Anforderungen der CO₂-Abtrennungsanlage ausgelegt werden. Das bedeutet vor allem, dass der Druck in der MD/ND-Überströmleitung so gewählt werden kann, dass bei dem zu erwartenden Betriebsregime möglichst geringe Wirkungsgradverluste auftreten. Allerdings hat eine Änderung des Betriebs (z. B. Teillastbetrieb des Kraftwerks oder Verringerung der CO₂-Abtrennungsrate) ebenfalls eine Änderung des Drucks in der MD/ND-Überströmleitung zur Folge. Drossel und Druckhalteklappe sind daher auch für Neubauanlagen erforderlich. Dies soll anhand folgender Beispiele verdeutlicht werden:

- Sollte das Kraftwerk starken Lastschwankungen unterliegen, könnte der Betriebspunkt OVO auch in einen Teillastbetriebspunkt gelegt werden, sodass bei Volllast die Drossel aktiviert werden müsste.
- Sollte das Kraftwerk mit einer geringeren CO₂-Abtrennungsrate oder ohne CO₂-Abtrennung betreibbar sein (um kurzfristig mehr Leistung bereitstellen zu können), könnten die Turbinenfluten für größere Dampfmassenströme ausgelegt werden. Alternativ könnte eine zusätzliche Turbine installiert werden, die nur dann betrieben wird, wenn mehr Dampf als im Ausle-

gungspunkt zur Verfügung steht. In beiden Fällen ist eine Drossel für die Dampfkonditionierung vorzusehen.

Aus diesen Überlegungen ergeben sich zahlreiche Konzepte für eine Neubauanlage, die je nach erwartetem Betriebsregime zu einem energetischen, aber vor allem ökonomischen Optimum des Gesamtprozesses führen können. Nichtsdestotrotz führen alle diese Maßnahmen zu erhöhten Verlusten im Volllastbetrieb.

Die Anwendung eines generellen Verfahrens zur Ermittlung des Optimums kann nur dann erfolgen, wenn detaillierte Daten über das erwartete Betriebsregime vorliegen. Darüber hinaus muss das Verfahren eine ausreichend genaue Kostenkalkulation umfassen, was besonders für neuartige Prozessvarianten der Post-Combustion CO₂-Abtrennung ein großes Hindernis darstellt. Ziel dieser Arbeit ist die Ermittlung eines Verfahrens, das eine einfach anwendbare Prozessevaluierung unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses ermöglicht (vgl. Kapitel 1.2). Daher wird in dieser Arbeit der Gesamtprozess so ausgelegt, dass der Betriebspunkt OVO im Kraftwerksvolllastpunkt bei festgelegter CO₂-Abtrennungsrate liegt.

Für die Auslegung werden dieselben Annahmen zu Grunde gelegt wie für die Auslegung des Kraftwerks ohne CO₂-Abtrennung. Die Rauchgasseite und der Dampferzeuger sind für die Varianten Nachrüstung und Neubau identisch. Im Falle eines Neubaus mit CO₂-Abtrennung wird die Feuerungsleistung also konstant gehalten, während die elektrische Nettoleistung reduziert wird.

3.5 CO₂-Verdichter

Für den Transport zur Speicherstätte muss der abgetrennte CO₂-Massenstrom verdichtet und verflüssigt werden. Der dazu notwendige Druck hängt von der Art des Transports ab. Damit eine Vergleichbarkeit zu anderen Forschungsprojekten (ENCAP [41], CESAR [42], POSEIDON [28], ICAP [43], OCTAVIUS [44]) gewährleistet ist, wird auch in dieser Arbeit ein Verdichteraustrittsdruck von 110 bar festgelegt. Der Eintrittsdruck wird vom Desorberdruck des CO₂-Abtrennungsprozesses bestimmt.

Mehrwellige Getriebeturboverdichter (Abbildung 3.4) eignen sich aufgrund ihrer hohen Wirkungsgrade, eines guten Teillastverhaltens und eines hohen Massendurchsatzes besonders für die CO₂-Verdichtung [45, 46]. Darüber hinaus werden Getriebeturboverdichter bei der Ammoniaksynthese, beim *Enhanced Oil Recovery* und in der Düngemittelproduktion bereits großtechnisch eingesetzt. Ausgeführte Maschinen weisen bis zu zehn Stufen und acht Zwischenkühler bei einem Verdich-

tungsverhältnis von 200 auf [47]. Sowohl die Anzahl der Stufen als auch die Anzahl und Position der Zwischenkühler beeinflussen einerseits die elektrische Antriebsleistung und andererseits die Qualität (Temperatur) und die Quantität (Wärmestrom) der bei der Verdichtung entstehenden Abwärme. Sofern keine Abwärme aus der CO₂-Verdichtung genutzt werden kann, führt die höchste technisch realisierbare Anzahl an Zwischenkühlern zu der niedrigsten Antriebsleistung und dem energetisch effizientesten Gesamtprozess. Die tatsächlich realisierte Anzahl an Zwischenkühlern muss jedoch vor allem einer techno-ökonomischen Evaluierung gerecht werden, da mit der Anzahl der ausgeführten Zwischenkühler die Investitionskosten für die CO₂-Verdichtung steigen.

Sofern die entstehende Abwärme in den Kraftwerksprozess integriert werden kann, lässt sich die Frage nach der energetisch optimalen Verdichterkonfiguration nicht pauschal beantworten. Diese hängt von den Wärmesenken des Kraftwerksprozesses, also dem Potenzial der Abwärmeaufnahme ab. Getriebeturboverdichter können so gestaltet werden, dass die Abwärme aus der CO₂-Verdichtung optimal in den Kraftwerksprozess integriert werden kann.

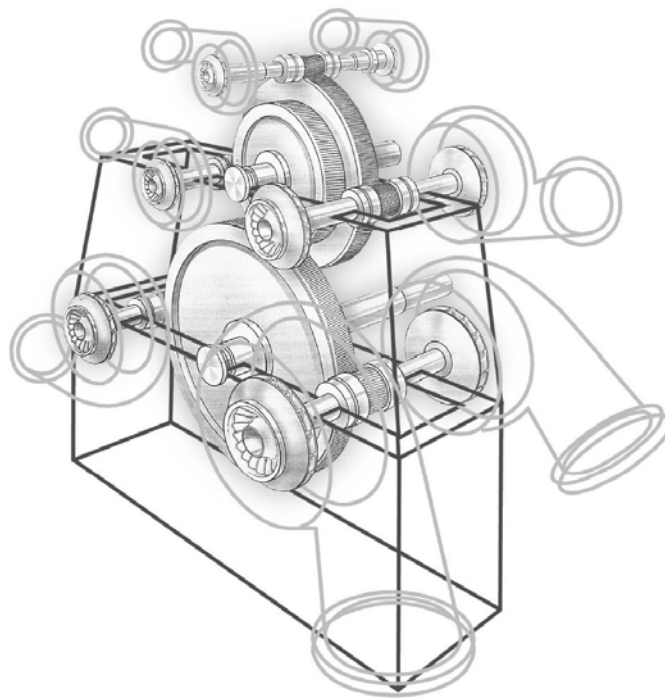


Abbildung 3.4: Vereinfachte Darstellung eines achtsstufigen Getriebeturboverdichters mit fünf Antriebswellen [45]

Als Verdichterantrieb kann entweder ein Elektromotor oder eine zusätzliche Antriebsdampfturbine (VAT – Verdichterantriebsturbine⁶) verwendet werden. LIEBENTHAL hat in [32] gezeigt, dass der Antrieb durch eine VAT zu einem geringen energetischen Vorteil führt, da in der Kette der Leistungsübertragung, ausgehend vom Dampf bis zum CO₂-Verdichterantrieb, die mechanischen und elektrischen Verluste des Generators und des Elektromotors eingespart werden. Allerdings ist für eine VAT eine zusätzliche geregelte Dampfenahme notwendig, die den Integrationsaufwand der CO₂-Abtrennungsanlage erhöht und die Flexibilität des Gesamtprozesses verschlechtert. Darüber hinaus entstehen bei einer räumlichen Trennung von CO₂-Verdichtung und Turbinenhalle Wärme- und Druckverluste des entnommenen Dampfes, welche die Leistungsumsetzung in der Turbine reduzieren und damit den Vorteil einer VAT kompensieren. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit von elektrisch angetriebenen CO₂-Verdichtern ausgegangen.

⁶ Ähnlich der SPAT aus Kapitel 4.1

4 MODELLBILDUNG

Der Gesamtprozess lässt sich in die drei Teilprozesse Kraftwerk, CO₂-Verdichtung und CO₂-Abtrennung unterteilen. Um den Einfluss unterschiedlicher PCC-Verfahren bewerten zu können, ist eine detaillierte Modellierung der beiden erstgenannten Teilprozesse notwendig. Darüber hinaus müssen die Schnittstellengrößen zwischen allen Teilprozessen sowie wesentliche Randbedingungen identifiziert werden.

Sowohl der Kraftwerksprozess als auch die CO₂-Verdichtung werden mit der kommerziellen Simulationssoftware *Epsilon@Professional* abgebildet. Diese wurde speziell für die Simulation stationärer Betriebspunkte energietechnischer Systeme entwickelt und stellt eine große Anzahl der in der Kraftwerkstechnik eingesetzten Komponenten in einer Bauteilbibliothek bereit. Darüber hinaus zeichnet sich *Epsilon@Professional* durch eine schnelle Konvergenz des implementierten Gleichungslösers aus. Dies ist bei der Anzahl der in dieser Arbeit durchgeführten Sensitivitätsanalysen von großer Bedeutung.

Bei den in der Software hinterlegten Stoffwertmodellen handelt es sich im Wesentlichen um IAPWS-IF97 (*International Association for the Properties of Water and Steam*) für die Wasser-Dampf-Seite [48] und um die Verbandsformeln des FDBR (Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau) für die Rauchgasseite [49]. Die CO₂-Verdichtung wird auf Basis der Stoffwerte aus [50] modelliert, in denen das nicht-ideale Verhalten des CO₂-reichen Stroms während der Verdichtung berücksichtigt wird⁷.

4.1 Kraftwerksmodell

Als Kraftwerksprozess wird in dieser Arbeit von einem installierten steinkohlebeheizten Dampfkraftwerk mit einer elektrischen Bruttoleistung von 1100 MW_{el} nach dem heutigen Stand der Technik ausgegangen. Da alle relevanten Schnittstellengrößen zu den anderen Teilprozessen auf den abgetrennten CO₂-Massenstrom

⁷ Die Berechnung unter der Annahme idealen Gasverhaltens würde zu Abweichungen von etwa 10 % bezogen auf den Energiebedarf der Verdichtung führen.

bezogen werden, lassen sich die Ergebnisse auch auf Kraftwerke anderer Größenordnung mit gleicher Prozesskonfiguration übertragen.

Als Brennstoff wird Steinkohle mit einem Heizwert von 25,10 MJ/kg und spezifischen CO₂-Emissionen von 347,4 g/kWh_{th} verwendet. Der elektrische Nettowirkungsgrad ergibt sich bei einem Brennstoffwärmeeintrag von 2243 MW_{th} zu $\eta_{\text{net}} = 45,3 \%$ ⁸. Weitere Charakteristika des Kraftwerksmodells ohne CO₂-Abtrennung sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

⁸ Die Definition des elektrischen Nettowirkungsgrades ist in Tabelle A.2 erläutert.

Tabelle 4.1: Charakteristika des Kraftwerksmodells ohne CO₂-Abtrennung

Brennstoffwärmeeintrag	2243 MW _{th}
Nettoleistung	1015 MW _{el}
Bruttoleistung	1100 MW _{el}
Elektrischer Nettowirkungsgrad	45,3 %
Elektrischer Bruttowirkungsgrad	49,0 %
Spezifische CO ₂ -Emissionen	769 g/kWh _{el}
Frischdampf Temperatur	600 °C
Frischdampfdruck	285 bar
HZÜ-Temperatur	620 °C
HZÜ-Druck	55 bar
Kondensatordruck	40 mbar
<i>Rauchgas hinter REA</i>	
Massenstrom	1063 kg/s
Druck	1,018 bar
Temperatur	50 °C
CO ₂	13,5 Vol.-%
H ₂ O	12,0 Vol.-%
N ₂	70,2 Vol.-%
O ₂	3,5 Vol.-%
Ar, SO _x , NO _x	0,8 Vol.-%

Zur Erstellung eines realitätsnahen Modells ist die Festlegung von realitätsnahen Randbedingungen notwendig. Die Identifikation und Festlegung der für die Modellierung eines kohlebefeierten Dampfkraftwerks notwendigen Randbedingungen war eines der Ziele des Forschungsvorhabens von KATHER und PFAFF [51], das den derzeitigen Stand der konventionellen Kraftwerkstechnik darstellt. Dabei werden insgesamt 72 Randbedingungen angegeben, die in dieser Arbeit für die Kraftwerksmodellierung übernommen werden.

Das vereinfachte Prozessschaltbild des Kraftwerksmodells ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Stromabwärts des Frischlüfters wird Frischluft in einem zweigeteilten LuVo vorgewärmt. Während die Primärluft nach Erwärmung eines Speisewasser-teilstroms der pneumatischen Förderung des Kohlenstaubs aus den Mühlen dient, wird die Sekundärluft direkt der Brennkammer zugeführt. Mithilfe des DaLuVos kann die Sekundärluft vor Eintritt in den LuVo zusätzlich erwärmt werden, um eine festgelegte rauchgasseitige Kaltblechtemperatur am kalten Ende des LuVos nicht zu unterschreiten.

Auf der Rauchgasseite folgen stromabwärts des Kessels die Entstickung (DeNO_x), der LuVo, der Elektro-Staubabscheider (E-Filter), der Saugzug, die REA und schließlich die Ableitung des Rauchgases in den Kühlturm.

Der Wasser-Dampfkreislauf weist eine Zwischenüberhitzung und eine neunstufige Kondensat- bzw. Speisewasservorwärmung auf. Der Turbosatz besteht aus einer einflutigen HD-Turbine, einer zweiflutigen MD-Turbine und zwei zweiflutigen ND-Turbinen. Die in zwei parallel geschalteten Kondensatoren⁹ übertragene Abwärme wird in einem Nasskühlturm mit Naturzug an die Umgebung abgegeben.

Der Antrieb der Speisewasserpumpe erfolgt über einen elektrischen Antrieb, da sich der Einsatz einer Speisewasserantriebsturbine (SPAT) für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen als unflexibel herausgestellt hat. Der Dampf zum Antrieb der SPAT wird üblicherweise aus einer MD-Anzapfung entnommen. Bei Variation der für die PCC-Anlage geforderten Dampfqualität (und somit des Dampfdrucks) verschieben sich die Druckniveaus der Anzapfungen. Die Entnahmestelle für die SPAT müsste daher für jede Variationsrechnung angepasst werden¹⁰.

Hilfsdampfsysteme (z. B. Sperrdampf, Wellendichtungsdampf etc.) und Leckgedämpfe werden nach Absprache mit Herstellern im Modell berücksichtigt.

⁹ In Abbildung 4.1 ist vereinfacht nur ein Kondensator für beide ND-Turbinen dargestellt.

¹⁰ Die Festlegung der Anzapfdrucke erfolgt über einen iterativen Optimierungsalgorithmus, bei dem lediglich der Druck in der Überströmleitung als feste Randbedingung gewählt wird.

Da die Rauchgasseite in dieser Arbeit von untergeordneter Relevanz ist, wird an dieser Stelle nur auf die Modellierung von Komponenten der Wasser-Dampf-Seite näher eingegangen. Für eine eingehende Darstellung der Kraftwerksmodellierung wird verwiesen auf [51].

Für die Simulation eines mit einer PCC-Anlage nachgerüsteten Kraftwerks werden einige Komponenten (z. B. die ND-Turbinen) aufgrund der Dampfenahme zur Deckung des Wärmebedarfs nicht in ihren jeweiligen Auslegungspunkten betrieben. Die daraus resultierenden Betriebszustände entsprechen dabei zum Teil den Betriebszuständen, die sich bei Teillastbetrieb des Kraftwerks einstellen. Da der Dampferzeuger jedoch unverändert in Volllast betrieben wird, werden im Folgenden die von der Auslegung einer Komponente abweichenden Betriebszustände als lokale Teillast bezeichnet. Diese treten bei allen Komponenten der Niederdruckseite des Kraftwerksprozesses auf. Stromabwärts des Speisewasserbehälters werden alle beteiligten Komponenten nahezu in ihrem Auslegungspunkt betrieben. Zu leichten Abweichungen davon kann es kommen, wenn der Druck am MD-Turbinenaustritt so stark vom Auslegungszustand abweicht, dass sich die Eintrittsdrücke der MD-Stufengruppen und somit auch die Druckniveaus der entsprechenden Anzapfungen ändern.

4.1.1 Dampfturbine

Die Dampfturbine spielt in der Kraftwerkssimulation eine zentrale Rolle. Sie bildet die Schnittstelle bei der Umwandlung von thermischer in mechanische Energie und hat somit großen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Gesamtprozesses. Die Modellierung erfordert daher eine detaillierte Berücksichtigung der wesentlichen physikalischen Zusammenhänge bei der Dampfentspannung.

Es kann gezeigt werden, dass das realitätsnahe Verhalten der Dampfturbine durch die Modellierung der folgenden vier wesentlichen Effekte abgebildet werden kann:

- Berücksichtigung geänderter Dampfzustände in lokaler Teillast [52, 53];
- Dampfentspannung unter Verwendung eines Strömungswirkungsgrades [54];
- Berücksichtigung von Dampfneße [55, 56, 57];
- Berücksichtigung von Austrittsverlusten [58].

Die Dampfturbinen im Modell sind in einzelne Segmente gleichen Massenstroms aufgeteilt und umfassen z. T. mehrere Stufengruppen der Maschine. Innerhalb eines Segments gelten dieselben Annahmen und Korrelationen ohne weitere Diskretisierung.

Dampfzustände in lokaler Teillast

Lokale Teilleist einzelner Turbinensegmente tritt bei einer Reduzierung des in das entsprechende Turbinensegment eintretenden Dampfmassenstroms ein. In Folge dessen ändern sich auch die Dampfzustände am Ein- und Austritt der einzelnen Turbinensegmente. STODOLA stellt in [52] das Dampfkegelgesetz vor, mit dem die sich ändernden Dampfzustände bei lokaler Teillast beschrieben werden können. Mit Abnahme des in ein Turbinensegment eintretenden Dampfmassenstroms sinkt der statische Eintrittsdruck vor dem Turbinensegment. Der Gegendruck jedes Turbinensegments ergibt sich aus dem jeweiligen Eintrittsdruck des stromabwärts folgenden Turbinensegments. Für das letzte Turbinensegment stellt der Kondensatordruck den Gegendruck dar.

Es kann gezeigt werden, dass dieser Ansatz das Teillastverhalten von derzeit eingesetzten Dampfturbinen hinreichend genau beschreibt. Exaktere Ansätze können nur dann angewendet werden, wenn ausreichend viele Betriebsdaten der abgebildeten Maschine verfügbar sind. Darüber hinaus rechtfertigt die daraus resultieren-

de höhere Genauigkeit nicht den wesentlich umfangreicheren Modellierungsaufwand [59].

Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind zwei Betriebsgrenzen der Turbinen bei Nachrüstung eines PCC-Prozesses von besonderer Relevanz:

- Durch eine Dampfentnahme für den PCC-Prozess wird der in den ND-Turbinen verbleibende Dampfmassenstrom drastisch reduziert. Dabei muss jedoch stets ein Massenstrom von 10 % des Nennmassenstroms gewährleistet sein, um eine ausreichende Kühlung der Turbine sicherzustellen. Die aufgrund des reduzierten Massenstroms verkleinerten ND-Austrittsgeschwindigkeiten können zu starken Ventilationen bis hin zur Leistungsübertragung von der Welle auf den Dampf führen, stellen jedoch keine kritische Betriebsgrenze dar.
- Je nach benötigter Dampfqualität für den PCC-Prozess kann der Druck am MD-Turbinenaustritt absinken. Die geänderten Dampfzustände am MD-Turbinenaustritt führen zu größeren thermischen Spannungen, da die Temperaturdifferenzen im Turbinengehäuse steigen. Darüber hinaus steigt auch die mechanische Biegebeanspruchung aufgrund größerer Druckdifferenzen über die hinteren Stufen der MD-Turbine [60]. Nach Absprache mit einem Turbinenhersteller wird in dieser Arbeit ein maximal zulässiges MD-Austrittsvolumenstromverhältnis von 140 % (bezogen auf den Nennaustrittsvolumenstrom) angenommen. Ein mögliches Sperren der MD-Turbine aufgrund vergrößerten Volumenstroms wird als unkritisch eingestuft.

Innerer Wirkungsgrad

Für die Berechnung des Strömungswirkungsgrades wird der innere Wirkungsgrad verwendet, der auf trockenem Dampf bezogen wird. Dieser hängt vor allem von den Strömungsgeschwindigkeiten an den Schaufelprofilen ab, berücksichtigt jedoch auch Einflüsse wie Spaltverluste oder wirkungsgradmindernde Randverluste durch die Nabe [61]. KATHER und PFAFF stellen in [51] eine empirische Korrelation für 50 Hz-Dampfturbinen vor, die in dieser Arbeit angewendet wird. Für den Kraftwerksprozess ohne CO₂-Abtrennung ergeben sich daraus die in Tabelle 4.2 zusammengefassten (gemittelten) inneren Wirkungsgrade.

Tabelle 4.2: Gemittelte innere Turbinenwirkungsgrade für den Kraftwerksprozess ohne CO₂-Abtrennung nach [51]

$\eta_{\text{HP},i,\text{dry}}$	0,92
$H_{\text{IP},i,\text{dry}}$	0,925
$H_{\text{LP},i,\text{dry}}$	0,93

Es hat sich gezeigt, dass sich die Volumenströme vor den Turbinensegmenten in weiten Bereichen des Teillastbetriebs nur geringfügig ändern. Kleinere Massenströme am Eintritt werden dabei durch kleinere Drücke kompensiert, sodass sich die Strömungsgeschwindigkeiten in den Schaufelprofilen und damit die inneren Wirkungsgrade kaum ändern [62]. In dieser Arbeit werden die inneren Wirkungsgrade als konstant angenommen.

Dampfnässe

Durch die Expansion in das Zweiphasengebiet kommt es in den letzten ND-Turbinenstufen zur Bildung von Wassertröpfchen. Diese können der erwünschten Strömungsrichtung nicht folgen und verursachen die sogenannten Feuchtigkeitsverluste. In erster Näherung gilt die Annahme, dass sich der Wirkungsgrad um den arithmetischen Mittelwert der Dampfnässe \bar{y} am Ein- und Austritt der Turbinenstufe verringert (Baumann-Faktor). Diese Wirkungsgradreduktion wird zusätzlich durch eine Verzögerung der Tröpfchenbildung abgeschwächt (bei mittleren Dampfnässen $< 0,043$) oder verstärkt (bei mittleren Dampfnässen $> 0,043$). Dieser Effekt wird in der Modellierung durch die sogenannte Baumann-Faktor-Korrektur b_{corr} berücksichtigt [54]. Da in Epsilon®*Professional* nicht einzelne Turbinenstufen, sondern Turbinensegmente gleichen Massenstroms abgebildet werden, ergeben sich z. T. große Entspannungsverläufe, die nur teilweise im Nassdampfgebiet liegen. Eine arithmetische Mittelung der Dampfnässe am Ein- und Austritt des Turbinensegments würde die Feuchtigkeitsverluste zu stark gewichten, da der maximale Dampfgehalt unabhängig vom überhitzten Dampfzustand 1,0 beträgt. Aus diesem Grund wird bei Überschreitung der Phasengrenze eine lineare Gewichtung der Dampfnässe \bar{y} eingeführt, die in Abbildung A.2 näher erläutert wird.

$$\eta_{\text{is,wet}} = \eta_{\text{is,dry}} b_{\text{corr}} \left(1 - \bar{y} \left(\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1 + \Delta h_2} \right) \right) \quad (5)$$

Da die in dieser Arbeit betrachteten Lastbereiche große Unterschiede in der Dampfnaße aufweisen, wird eine Baumann-Faktor-Korrektur von $b_{\text{corr}} = 1,0$ angesetzt.

Austrittsverluste

Die kinetische Energie des Dampfes dissipiert am Austritt aus den ND-Stufen und führt so zu einer Erhöhung der Enthalpie. Da diese nicht in der Turbine abgebaut wird, führen die Dampfaustrittsgeschwindigkeiten zu einem Leistungsverlust (Austrittsverlust). Die in dieser Arbeit verwendete Kennlinie zur Berücksichtigung der Austrittsverluste stammt von einem Turbinenhersteller und wird aus Gründen der Geheimhaltung dimensionslos dargestellt (Abbildung 4.2). Die Effekte, die zu dem charakteristischen Verlauf der Kurve führen, sind in [58] detailliert erläutert. Auffällig ist, dass der Auslegungsbetriebspunkt (für Volllast) nicht in das Optimum der Kurve gelegt wird. Der Grund dafür ist, dass sinkende Austrittsgeschwindigkeiten aufgrund von Ventilationserscheinungen zu erheblich gesteigerten Austrittsverlusten führen. Um diese bei Teillastbetrieb des Kraftwerks zu vermeiden, wird der Auslegungsbetriebspunkt in den Bereich höherer Austrittsgeschwindigkeiten gelegt.

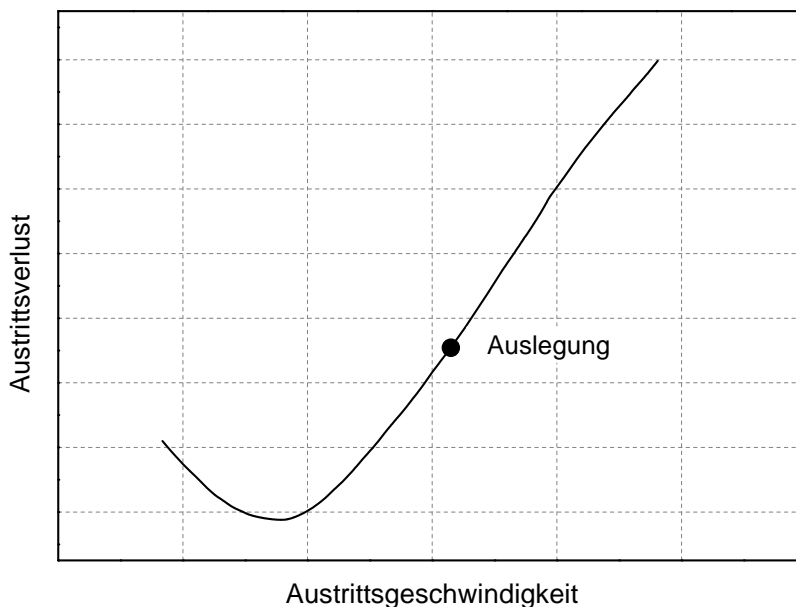


Abbildung 4.2: Austrittsverlust in Abhängigkeit von der Austrittsgeschwindigkeit für die letzten Stufen der ND-Turbinen

4.1.2 Generator

Der Generator wird unter der Annahme eines konstanten Verhältnisses zwischen Blind- und Wirkleistung ($\cos(\varphi) = 0,85$) modelliert. Dabei liegt der effektive Wirkungsgrad im Auslegungsbetriebspunkt bei 98,7 %. Zwei Drittel der Verluste hängen von der Drehzahl und der Erregerspannung des Generators ab. Da beide Größen auch bei lokaler Teillast der Komponente konstant bleiben, ist keine Berücksichtigung dieser Verluste erforderlich. Der einzige für diese Arbeit relevante Verlust hängt quadratisch vom erzeugten Laststrom ab [63]. Dieser ist bei konstantem $\cos(\varphi)$ proportional zur erzeugten Nennleistung. Nach Auskunft eines Betreibers wird der effektive Wirkungsgrad des Generators bei 50 % der Auslegungslast relativ auf 98,5 % verringert. Damit ergibt sich ein absoluter effektiver Wirkungsgrad von 97,2 %. Die Verluste werden in Form von Wärme über das Kühlsystem abgeführt.

4.1.3 Kühlwassersystem

Im Auslegungsbetriebspunkt werden für die Wärmeabfuhr im Kondensator in Anlehnung an [51] eine Kühlwasservorlauftemperatur von 16 °C und eine obere Grädigkeit¹¹ von 3 K verwendet. Mit einer Aufwärmspanne von 10 K resultiert ein Kondensatordruck von 40 mbar. Die Kühlung des Kühlwassers (KW) erfolgt über einen Nasskühlturm mit Naturzug. Dabei wird ausgehend von den Randbedingungen Luft Eintrittstemperatur (10 °C), relative Luftfeuchtigkeit (60 %), KW-Rücklauftemperatur (26 °C) und KW-Massenstrom (ergibt sich aus abzuführender Wärmemenge und KW-Aufwärmspanne) die notwendige Kühlflächengröße berechnet.

In lokaler Teillast, also bei reduziertem in den Kondensator eintretenden Dampfmassenstrom, bewirken die spezifisch vergrößerten Kühlflächen des Kondensators eine Abnahme der oberen Grädigkeit. Dieses Verhalten wird über eine empirische Korrelation zwischen kA -Wert und Dampfmassenstrom modelliert. Für das lokale Teillastverhalten des Nasskühlturms werden Kennlinien verwendet, die auf dem Modell von KLENKE [64] basieren.

¹¹ Die obere Grädigkeit im Kondensator ist als Differenz zwischen der Satttdampf-temperatur des eintretenden Dampfes und Rücklauf-temperatur des Kühlwassers definiert.

In Abbildung 4.3 sind die Auswirkungen des Zusammenspiels der Komponenten Kondensator und Kühlturm auf das lokale Teillastverhalten des Kühlsystems dargestellt. Die auf den Auslegungsbetriebspunkt bezogene, relative Kondensatorabwärme wird als Bezugsgröße verwendet. Zwischen Kondensatorabwärme und Wärmebedarf des Reboilers besteht ein linearer Zusammenhang, weshalb letzterer auch als zweite Abszisse in das Diagramm eingetragen ist.

Mit abnehmender Kondensatorabwärme sinkt aufgrund der Kühlturmcharakteristik die KW-Vorlauftemperatur (1). Da der KW-Massenstrom oberhalb 80 % Last an die abgeführte Wärmemenge angepasst wird, bleibt die KW-Aufwärmspanne bis zu einer Kondensatorabwärme von 80 % konstant (2). Die KW-Rücklauftemperatur verläuft folglich parallel zur KW-Vorlauftemperatur (3).

Aufgrund der relativ größer werdenden Wärmeübertragungsflächen im Kondensator nimmt die obere Grädigkeit mit abnehmender Kondensatorabwärme ab (4). Als Folge der abnehmenden oberen Grädigkeit und der abnehmenden KW-Rücklauftemperatur stellt sich mit abnehmender Kondensatorabwärme ein kleinerer Kondensatordruck ein (5).

Ab einer Kondensatorabwärme <80 % wird der KW-Massenstrom konstant gehalten, sodass die KW-Aufwärmspanne linear abnimmt (vgl. Kapitel 3.2) (6). Obwohl sich dadurch der Gradient der KW-Vorlauftemperatur verkleinert (7), vergrößert sich der Gradient der KW-Rücklauftemperatur (8) und bewirkt einen stärker abnehmenden Kondensatordruck (9).

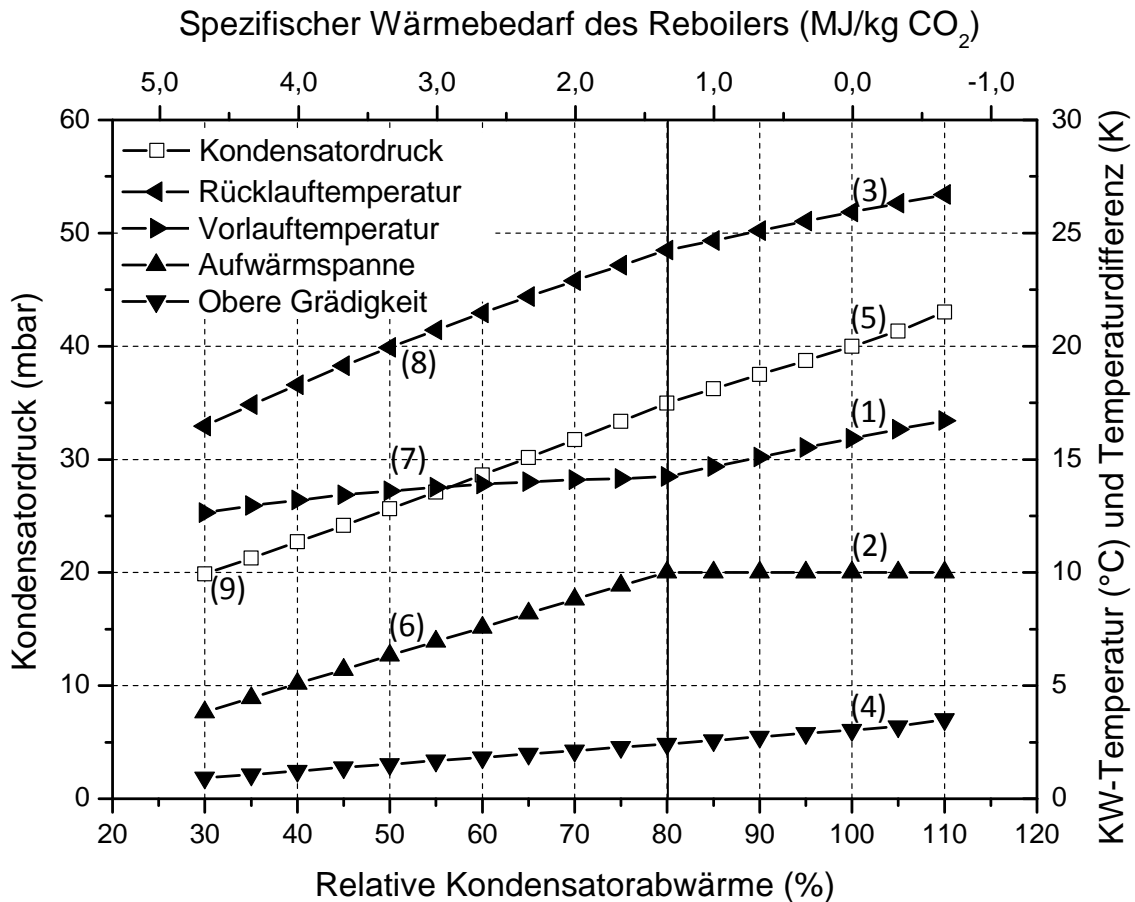


Abbildung 4.3: Kondensatordruck, KW-Temperaturen und Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit von der relativen Kondensatorabwärme bzw. vom spezifischen Wärmebedarf des Reboilers

4.1.4 Vorwärmer und Speisewasserbehälter

Die Speiswasservorwärmung des Kraftwerksprozesses erfolgt in fünf ND-Vorwärmern, dem SWB und drei HD-Vorwärmern, in denen eine Speisewassertemperatur vor Eintritt in den Dampferzeuger von 300 °C realisiert wird. Die Vorwärmer werden mit einer oberen Grädigkeit von 2,5 K ausgelegt¹². Eine Unterkühlung des kondensierten Anzapfdampfes erfolgt in einem Nachkühler mit einer unteren Grädigkeit von 6 K.

¹² Als obere Grädigkeit wird in diesem Fall die Temperaturdifferenz zwischen Sattdampf-temperatur und austretendem Speisewasser definiert.

Für das lokale Teillastverhalten wird in diesem Fall nicht auf eine empirische Kennlinie, sondern auf eine Berechnungsmethode nach RABEK zurückgegriffen, mit welcher der Teillastbetrieb hinreichend genau beschrieben werden kann [65].

Die Anzapfdrücke werden für den Auslegungsbetriebspunkt über einen Optimierungsalgorithmus festgelegt, der von PFAFF für diesen Zweck entwickelt wurde [51]. Als zu maximierende Zielgröße wird dabei der elektrische Nettowirkungsgrad verwendet. Die achtdimensionale Optimierungsaufgabe (ergibt sich aus neun Vorwärmstufen) wird zunächst auf jeweils eine Dimension reduziert. Jeder Anzapfdruck wird einzeln optimiert und auf Basis der Ergebnisse iterativ vorgegangen. Um lokale Maxima mit großer Wahrscheinlichkeit ausschließen zu können, werden die Anzapfdrücke nach einem Zufallsprinzip ausgewählt. Als Abbruchkriterium wird eine Änderung der Drücke von $<1\%$ nach dem letzten Iterationsschritt eines jeden Vorwärmers festgelegt. Es kann gezeigt werden, dass das Optimum sehr flach ist. D. h. zum einen, dass kleine Druckänderungen der Anzapfungen nur einen geringen Einfluss auf den Nettowirkungsgrad haben, und zum anderen, dass viele Iterationsschritte notwendig sind, um das Optimum zu finden. Aus diesem Grund handelt es sich bei der in [51] vorgestellten Methode um einen rechenzeitintensiven Optimierungsalgorithmus.

In einer Neubauanlage kann der MD/ND-Überströmdruck für den Betrieb mit CO₂-Abtrennung so gewählt werden, dass der entnommene Dampf genau den Anforderungen des Reboilers inklusive Druckverluste entspricht, ohne dass eine Dampfkonditionierung über eine Drossel oder eine Druckhalteklappe notwendig ist. In diesem Fall wird der MD/ND-Überströmdruck entsprechend festgelegt und ist nicht Bestandteil des Optimierungsalgorithmus. Allerdings muss der Optimierungsalgorithmus für jede untersuchte Reboilertemperatur neu angewendet werden.

Für die Modellierung des SWB wird eine minimale Unterkühlung des Kondensats vor Eintritt in den SWB von 15 K angenommen, um die Entgasung in dem auf den SWB aufgesetzten Entgaserdom sicherzustellen [66, 39]. Diese Randbedingung ist besonders dann von Bedeutung, wenn Abwärme aus dem CO₂-Abtrennungsprozess oder dem CO₂-Verdichtungsprozess in die Vorwärmstrecke integriert wird. Das Druckniveau des SWB und die notwendige Unterkühlung des Kondensats limitieren die Kondensattemperatur vor Eintritt in den SWB und somit das Potenzial der Wärmeintegration.

4.1.5 Wärmeintegration

Für die Untersuchung des Potenzials der Wärmeintegration wird Kondensat stromabwärts von der Kondensatpumpe abgezweigt und durch eine Abwärmequelle erwärmt. Anschließend wird das erwärmte Kondensat möglichst temperaturgleich in die Vorwärmstrecke des Kraftwerksprozesses integriert. Das Modell wird so geregelt, dass sich für das Kondensat und das wärmeübertragende Fluid eine als Randbedingung vorgegebene obere Grädigkeit einstellt. D. h., dass das Temperaturniveau der Abwärmequelle durch die Anpassung des abgezweigten Kondensatmassenstroms optimal genutzt wird.

Die maximal integrierbare Abwärme ergibt sich aus der Nutzung des gesamten Kondensatmassenstroms stromabwärts der Kondensatpumpe, sodass alle ND-Vorwärmer abgeschaltet sind. Die möglichen Temperaturniveaus der Abwärmeströme aus der CO₂-Abtrennungsanlage sind durch die Reboilertemperatur und damit durch die Satttdampf Temperatur der Dampfauskopplung aus der MD/ND-Überströmleitung begrenzt. Da bereits der Speisewasserbehälter den Dampf aus einer Anzapfung auf höherem Druckniveau bezieht, erfolgt auch keine Wärmeintegration in die HD-Vorwärmstrecke. Für die Abwärme aus der CO₂-Verdichtung kann gezeigt werden, dass die Temperaturniveaus der Zwischenkühler nur unterhalb der Temperatur im Speisewasserbehälter für eine energetische Gesamtprozessoptimierung sinnvoll sind (vgl. Anhang A.3). Aus diesem Grund wird keine Wärmeintegration in die HD-Vorwärmstrecke berücksichtigt.

4.2 CO₂-Verdichtermodell

Als CO₂-Verdichter wird ein mehrwelliger Getriebeturboverdichter vorgesehen. Der Aufbau des entsprechenden Modells ist in Abbildung 4.4 beispielhaft als sechsstufige Variante dargestellt. Nach jeder Stufe erfolgt im dargestellten Beispiel eine Zwischenkühlung (ZK) des CO₂-reichen Stroms auf 40 °C. Das nach jeder ZK kondensierte Wasser wird mit einer Entwässerungslanze abgeführt. Hinter der vierten Stufe wird das verbliebene Wasser mittels Adsorption in einem Molsieb abgetrennt. Der Wärmebedarf zur Wasserentladung der diskontinuierlich betriebenen Kammern des Molsiebs entsprechen weniger als 0,3 % des Wärmebedarfs im Reboiler und werden daher in dieser Arbeit vernachlässigt. Im Nachkühler wird der CO₂-reiche Strom auf 40 °C gekühlt.

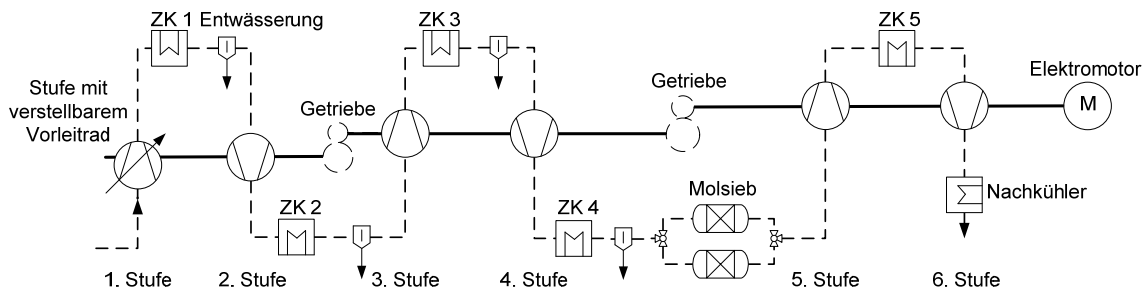


Abbildung 4.4: Vereinfachter Aufbau des Verdichtersmodells (hier beispielhaft mit sechs Stufen, fünf Zwischenkühlern und einem Nachkühler)

Die gassetigen Druckverluste in den Zwischenkühlern liegen je nach Druckniveau zwischen 20 mbar und 120 mbar. Für das Molsieb wird ein Druckverlust von 50 mbar angenommen.

Zur Berücksichtigung der Strömungsverluste wird bei Verdichtern üblicherweise auf den polytropen Wirkungsgrad zurückgegriffen. Die polytropen Wirkungsgrade der Stufen variieren in diesem Fall zwischen 0,84 am Eintritt und 0,80 am Austritt des Verdichters¹³. Der Einfluss der Spaltverluste nimmt mit abnehmender Radgröße und somit bei steigender Stufenzahl zu und führt zu sinkenden polytropen Wirkungsgraden. Für die Regelung bei Teillastbetrieb ist die erste Stufe mit einem verstellbarem Vorleitrad ausgestattet, das den Anströmwinkel der ersten Stufe variieren kann. Diese Regelungsvariante hat sich gegenüber anderen Varianten als energetisch günstigste Variante herausgestellt [67, 46]. Für den Auslegungsbetriebspunkt wird zur Berücksichtigung des verstellbaren Vorleitrads ein leicht reduzierter polytroper Stufenwirkungsgrad angenommen. Aufgrund der Rotordynamik von Getriebeturboverdichtern wird eine Abwertung des Druckverhältnisses mit steigender Stufenzahl angenommen [68]. Die Druckverhältnisse und polytropen Wirkungsgrade sind für die in Abbildung 4.4 dargestellte Verdichterkonfiguration in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

¹³ Zur Ermittlung realitätsnaher Stufenwirkungsgrade konnte auf die ehemals zur Grobauslegung genutzte Software CENTUR zurückgegriffen werden, in der die Standardlaufräder der MAN Turbo AG aus dem Jahr 1996 hinterlegt sind.

Tabelle 4.3: Druckverhältnisse und polytrope Wirkungsgrade für die in Abbildung 4.4 dargestellte CO₂-Verdichterkonfiguration

Stufenzahl	1	2	3	4	5	6
Druckverhältnis	2,05	2,01	1,97	1,93	1,89	1,85
Polytroper Wirkungsgrad	0,84	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80

Es wird von einem mit Wasser gesättigten CO₂-Massenstrom ausgegangen, der eine CO₂-Reinheit von >98 % aufweist [69]. Die Verunreinigungen werden als Stickstoff modelliert, haben jedoch aufgrund des geringen Anteils im CO₂-reichen Strom einen vernachlässigbar kleinen Anteil an dem Energiebedarf der Verdichtung¹⁴.

Zur Überprüfung des Modells wurde ein Abgleich mit ausgeführten Maschinen vorgenommen. Die relative Abweichung in Bezug auf den Energiebedarf beträgt <1 % [70, 68].

Für die in Kapitel 5.2 dargestellten Simulationsergebnisse werden unterschiedliche Verdichterkonfigurationen hinsichtlich Stufenanzahl und Zwischenkühleranzahl untersucht. Bei der Nutzung der bei der Verdichtung auftretenden Abwärme ist zu beachten, dass die Rücklauftemperatur des Kühlwassers aus der Wärmesenke gegebenenfalls nicht den Anforderungen der ausgelegten Zwischenkühlungen entspricht. Aus diesem Grund muss ein Backup-Kühler vorgesehen werden, der sicherstellt, dass das Kühlwasser auf eine für die Verdichtung ausreichend niedrige Temperatur abgekühlt wird. Das in Abbildung 4.5 dargestellte Schaltungsprinzip wurde als einfachste und zuverlässigste Lösung zur Sicherstellung der Kühlung bewertet [71].

¹⁴ Bei Vergrößerung des N₂-Anteils von 1 Ma.-% auf 2 Ma.-% wird der elektrische Antriebsbedarf um 2 % gesteigert.

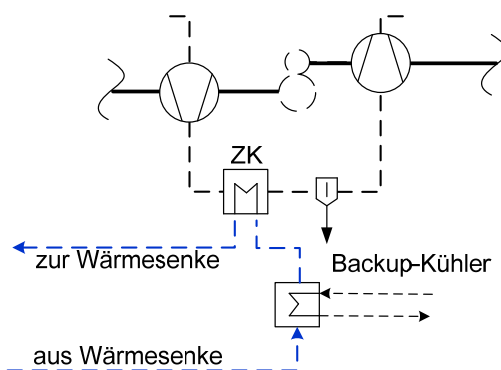


Abbildung 4.5: Implementierung eines Backup-Kühlers zur Sicherstellung der Zwischenkühleraustrittstemperatur des CO₂-reichen Stroms bei Abwärmenutzung aus der CO₂-Verdichtung

4.3 Schnittstellengrößen und Randbedingungen

Damit eine Gesamtprozessbetrachtung auf Basis von Korrelationen und Kennzahlen vorgenommen werden kann, müssen die Schnittstellengrößen zwischen den beteiligten Teilprozessen eindeutig und vollständig definiert werden. Darüber hinaus muss sichergestellt sein, dass die Schnittstellengrößen so definiert sind, dass sie für eine möglichst große Anzahl verschiedener PCC-Prozesse gelten.

Wie in Abbildung 1.1 dargestellt, müssen für die CO₂-Abtrennungsanlage die Rauchgasdaten aus dem Kraftwerksmodell (Tabelle 4.1) verwendet werden. Dabei ist zu beachten, dass Druck und Temperatur des Reingases, das nach der CO₂-Abtrennung an die Atmosphäre abgegeben wird, dem Zustand des Rauchgases vor Eintritt in die Abtrennungsanlage entspricht. Abweichungen davon beeinflussen die Energiebilanz des Abtrennungsprozesses und müssen daher bei Verwendung des in dieser Arbeit vorgestellten Evaluierungssystems dokumentiert werden.

Die für eine Bewertung eines PCC-Prozesses notwendigen Schnittstellengrößen sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst. Darüber hinaus sind zu jeder Schnittstellengröße Grenzen angegeben, welche für die in Kapitel 5 angegebenen Korrelationen gelten. Da es sich bei den Korrelationen um empirische Gleichungen handelt, müssen für die Schnittstellengrößen die in Tabelle 4.4 aufgeführten Einheiten verwendet werden.

Tabelle 4.4: Schnittstellengrößen einer CO₂-Abtrennungsanlage mit den für die Anwendung der Korrelationen zulässigen Grenzen und Einheiten

	Bezeichnung	Formelzeichen	Min.	Max.	Einheit
Basisintegration	Spezifischer Wärmebedarf	q_{reb}	1,0	5,0	MJ _{th} /kg CO ₂
	Spezifischer Kühlbedarf	$q_{cool,ccu}$	-	-	MJ _{th} /kg CO ₂
	Spezifischer elektrischer Bedarf	W_{aux}	-	-	MJ _{el} /kg CO ₂
	Reboilertemperatur	t_{reb}	70	150	°C
	Desorberdruck	$p_{des} = p_{in,comp}$	0,3	28,6	bar
Wärmeintegration	Spezifische Abwärme*	q_{hi}	-	-	MJ _{th} /kg CO ₂
	Obere Abwärmemetemperatur	$t_{hi,up}$	60	250	°C
	Untere Abwärmemetemperatur	$t_{hi,low}$	20	175	°C

*Nicht genutzte Abwärme wird dem Kühlbedarf zugeschlagen

Neben den Schnittstellengrößen erfordert die Gesamtprozessbetrachtung Randbedingungen, von denen einige einen großen Einfluss auf die Integration einer PCC-Anlage in den Kraftwerksprozess aufweisen. Diese werden in Tabelle 4.5 unter Angabe eines empfohlenen Referenzwertes zusammengefasst. Wie bei den Schnittstellengrößen gilt auch hier die Einhaltung der angegebenen Einheiten bei Anwendung der Korrelationen aus Kapitel 5.

Tabelle 4.5: Randbedingungen und Grenzen für die Integration einer CO₂-Abtrennungsanlage

Bezeichnung	Formelzeichen	Ref.	Min.	Max.	Einheit
CO ₂ -Abtrennrage	CCR	0,9	0	1	-

Bezeichnung	Formelzeichen	Ref.	Min.	Max.	Einheit
Spezifische CO ₂ -Emissionen (ohne CO ₂ -Abtrennung)	e_{CO_2}	769	717	830	g/kWh _{el}
MD/ND-Überströmdruck (Auslegung)	p_{IPLP}	5	2	9	bar
Kondensatordruck (Auslegung)	p_{cond}	40	20	70	mbar
Druckverlust in Reboilerdampfleitung*	Δp_{reb}	0,3	-	-	bar
Grädigkeit im Reboiler*	ΔT_{reb}	10	-	-	K
Minimales Druckverhältnis einer Stufe im CO ₂ -Verdichter	$\pi_{stage,min}$	1,6	>1,0	< $\pi_{stage,max}$	-
Maximales Druckverhältnis einer Stufe im CO ₂ -Verdichter	$\pi_{stage,max}$	2,1	> $\pi_{stage,min}$	-	-
Kühlwasseraufwärmspanne	ΔT_{cw}	11	4	20	K
Obere Grädigkeit bei der Abwärmenutzung	$\Delta T_{hi,up}$	6	0	< $t_{hi,up}$	K
Minimale Unterkühlung des Kondensats vor SWB	ΔT_{fwt}	15	0	50	K
Kritisches MD-Austrittsvolumenstromverhältnis	$v_{crit,IP\ exit}$	1,4	1	2	-

*Der Entnahmedruck des Dampfes p_{ext} muss unterhalb von 6,5 bar liegen.

5 ERSTELLUNG VON KORRELATIONEN ANHAND DER SIMULATIONSERGEBNISSE

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse gezeigt, die auf den in Kapitel 4 beschriebenen Modellen basieren. Diese Simulationsergebnisse werden zur Erstellung von Korrelationen und Kennzahlen verwendet, die zu einer PCC-Prozessbewertung unter Berücksichtigung aller beteiligten Teilprozesse herangezogen werden können.

Der gesamte Wirkungsgradverlust $\Delta\eta_{\text{PCC}}$, der auf die CO_2 -Abtrennung und -Verdichtung zurückzuführen ist, lässt sich mit Gleichung (6) ausdrücken.

$$\Delta\eta_{\text{PCC}} = \Delta\eta_{\text{steam}} + \Delta\eta_{\text{comp}} + \Delta\eta_{\text{aux}} + \Delta\eta_{\text{cw}} - \Delta\eta_{\text{hi}} \quad (6)$$

Dabei ist $\Delta\eta_{\text{steam}}$ der Wirkungsgradverlust durch die Dampfentnahme, $\Delta\eta_{\text{comp}}$ der Wirkungsgradverlust durch den elektrischen Bedarf der CO_2 -Verdichtung, $\Delta\eta_{\text{aux}}$ der Wirkungsgradverlust durch den elektrischen Bedarf der CO_2 -Abtrennungsanlage, $\Delta\eta_{\text{cw}}$ der Wirkungsgradverlust durch die Kühlwasserpumpen für den zusätzlichen Kühlbedarf und $\Delta\eta_{\text{hi}}$ der Wirkungsgradgewinn durch Wärmeintegration. Entsprechend Gleichung (6) lässt sich auch der Leistungsverlust ΔP_{PCC} als Summe einzelner elektrischer Leistungsverluste in Gleichung (7) formulieren.

$$\Delta P_{\text{PCC}} = \Delta P_{\text{steam}} + \Delta P_{\text{comp}} + \Delta P_{\text{aux}} + \Delta P_{\text{cw}} - \Delta P_{\text{hi}} \quad (7)$$

Bei allen nachfolgend dargestellten entwickelten Korrelationen handelt es sich um empirische oder semiempirische Zahlenwertgleichungen. Die Einheiten der einzusetzenden Größen sind daher festgelegt und werden mit den jeweiligen Gleichungen angegeben. Darüber hinaus wird die Genauigkeit der jeweiligen Korrelation in Form des maximalen absoluten Fehlers angegeben. Dabei handelt es sich um die maximal auftretende Differenz zwischen der Ergebnisgröße aus einer Korrelation und der gleichen Größe aus dem Simulationsmodell innerhalb der in Tabelle 4.4 und Tabelle 4.5 aufgeführten Gültigkeitsbereiche.

In Anhang A.7 werden die Korrelationen anhand einer Beispielrechnung angewendet.

5.1 Leistungsverlust durch Dampfentnahme

Um den elektrischen Leistungsverlust durch die Dampfentnahme ermitteln zu können, ist eine detaillierte Untersuchung der Ursache des Leistungsverlusts notwendig. Wie in Kapitel 3.4 beschrieben, muss dabei grundlegend zwischen den Integrationsvarianten Nachrüstung und Neubau unterschieden werden.

5.1.1 Nachrüstung

Für die Dampfentnahme werden die drei Fälle aus Kapitel 3.4.1 aufgegriffen. Für die Erläuterungen werden die in Abbildung 5.1 dargestellten Massenströme verwendet. Dabei ist \bar{m}_{ND} der unter Berücksichtigung der Anzapfmassenströme gemittelte Massenstrom durch die ND-Fluten, der sich ohne Dampfentnahme für den Reboiler ergibt (Gleichung (8)).

$$\bar{m}_{ND} = \frac{P_{ND}}{\Delta h_{ND}} \text{ für } \dot{m}_{reb} = 0 \quad (8)$$

P_{ND} stellt die Wellenleistung der ND-Turbinen und Δh_{ND} das in den ND-Turbinen maximal abgebaute Enthalpiegefälle dar. Die Anzapfungen werden hier nicht separat berücksichtigt.

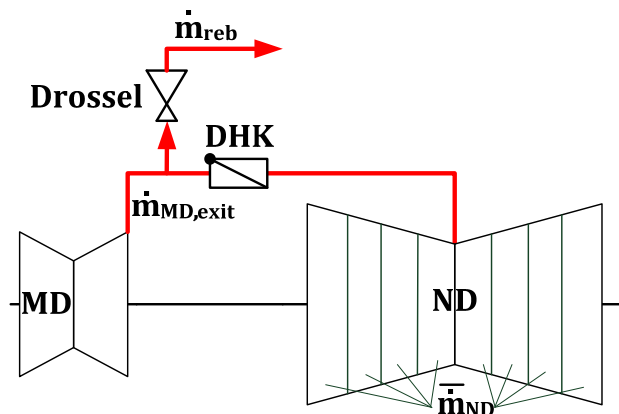


Abbildung 5.1: Massenströme für die Beschreibung der Verluste durch die Dampfentnahme

Betrieb mit DHK

Ein Betrieb mit DHK erfolgt immer dann, wenn der sich einstellende Druck in der MD/ND-Überströmleitung kleiner als die Summe aus für den Reboiler erforderlichem Dampfdruck und Druckverlust in der Leitung zum Reboiler ist. In dem in Abbildung 5.2 dargestellten h,s-Diagramm sind die Entspannungsverläufe des Dampfes in der MD-Turbine und den ND-Turbinen für den Betrieb mit und ohne

Dampfentnahme dargestellt. Der Leistungsverlust ΔP_{steam} (Formel (6)) durch die Dampfentnahme lässt sich anhand der spezifischen Enthalpiedifferenzen Δh_i und der in Abbildung 5.1 dargestellten Massenströme erläutern.

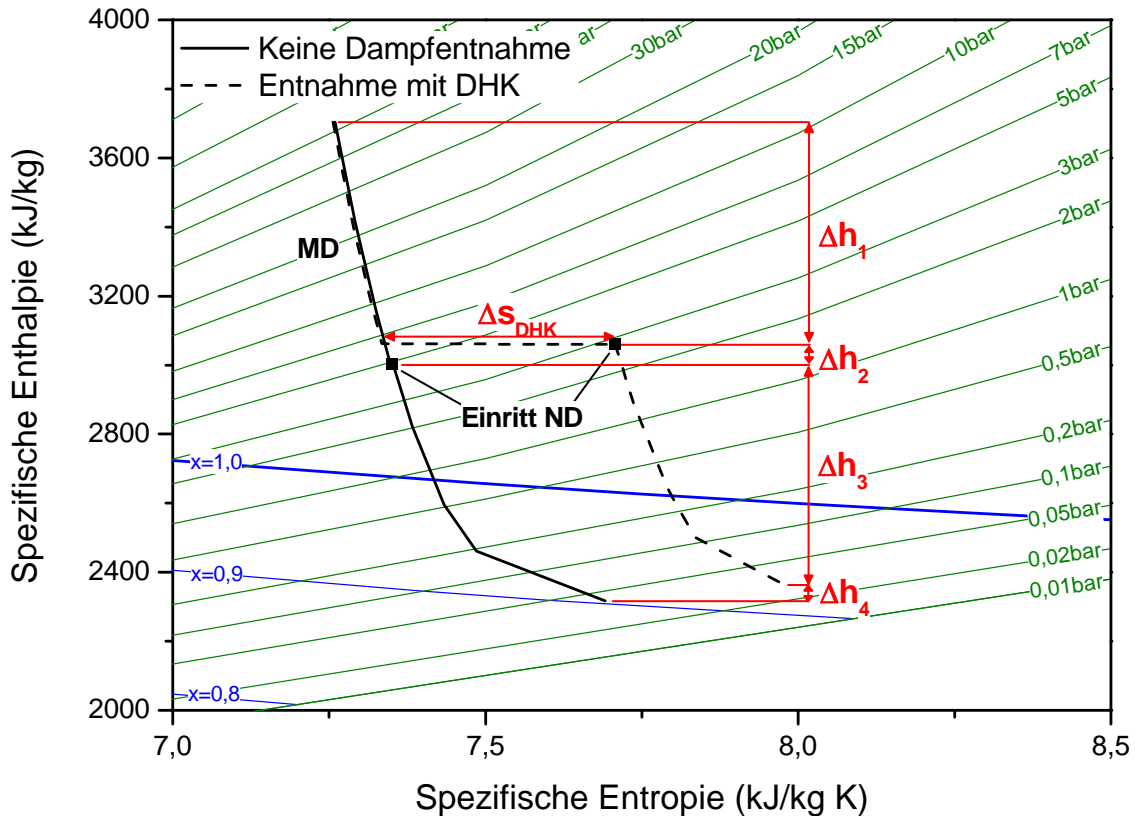


Abbildung 5.2: h,s-Diagramm für den Entspannungsverlauf des Dampfes in der MD-Turbine und den ND-Turbinen, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, Betrieb mit DHK, spezifischer Wärmebedarf 3 MJ/kg CO₂, Reboilertemperatur 150 °C (Entnahmedampfdruck 6,48 bar)

Die Enthalpiedifferenz Δh_1 ergibt sich aus dem Eintrittszustand in die MD-Turbine und dem durch die Dampfentnahme veränderten Eintritt in die ND-Turbinen. Δh_1 stellt denjenigen Teil der Dampfentspannung dar, der nicht durch die Dampfentnahme beeinflusst wird. Wie aus Abbildung 5.1 hervorgeht, ist Δs_{DHK} ein Maß für die Druckdifferenz über die DHK. Δs_{DHK} hängt vom MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt, von der Reboilertemperatur und von der entnommenen Dampfmenge bzw. dem Wärmebedarf des Reboilers ab.

Die Enthalpiedifferenz Δh_2 ergibt sich aus dem durch die Dampfentnahme veränderten ND-Eintrittszustand und dem ursprünglichen ND-Eintrittszustand (ohne Dampfentnahme). Es wird folglich ein Teil der insgesamt abgebauten

Enthalpiedifferenz von der MD-Turbine zu den ND-Turbinen verschoben. Der Leistungsverlust ist in diesem Teil der Dampfentspannung auf den durch die Entnahme von \dot{m}_{reb} reduzierten ND-Eintrittsmassenstrom zurückzuführen.

Die Enthalpiedifferenz Δh_3 ergibt sich aus dem ursprünglichen ND-Eintrittszustand und dem sich einstellenden ND-Austrittszustand. In diesem Teil der Dampfentspannung ist der Leistungsverlust wie bei Δh_2 auf den reduzierten Dampfmassenstrom in den ND-Stufen zurückzuführen.

Die Enthalpiedifferenz Δh_4 ergibt sich zum einen aus dem durch die Dampfentnahme reduzierten Kondensatordruck (vgl. Kapitel 4.1.2). Zum anderen führt der gegenläufige Effekt der spezifischen Entropiezunahme zu einer in diesem Fall größeren spezifischen Enthalpie am ND-Austritt. Für kleinere Δs_{DHK} -Werte kann Δh_4 auch negativ werden.

Unter Berücksichtigung aller einzelnen Leistungsverluste lässt sich der gesamte Leistungsverlust ΔP_{steam} nach Gleichung (9) beschreiben. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass sich die Anzapfmassenströme der ND-Turbinen proportional zu dem eintretenden Dampfmassenstrom ändern. Die mechanischen Verluste der Turbine und die Verluste im Generator werden durch die Wirkungsgrade η_m und η_{gen} berücksichtigt.

$$\Delta P_{\text{steam}} = \left(\dot{m}_{\text{reb}} \Delta h_2 + \bar{m}_{\text{ND}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_3 + \bar{m}_{\text{ND}} \Delta h_4 \right) \eta_m \eta_{\text{gen}} \quad (9)$$

Ein entsprechendes Zahlenbeispiel für den in Abbildung 5.2 dargestellten Fall ist in Anhang A.4 aufgeführt.

Die Einflüsse der Reboilertemperatur und des spezifischen Wärmebedarfs auf den Entspannungsverlauf im MD- und ND-Teil sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Es wird deutlich, dass der spezifische Wärmebedarf zum einen die Zunahme der Entropie in der DHK Δs_{DHK} (Maß für die Druckdifferenz über die DHK) und zum anderen den Kondensatordruck beeinflusst. Darüber hinaus führen hohe spezifische Wärmebedarfe zu einer verringerten Dampfmasse am ND-Austritt. Die Reboilertemperatur beeinflusst durch den erforderlichen Druck der Dampfentnahme ebenfalls die Zunahme der Entropie infolge der DHK.

Dadurch, dass die Reboilertemperatur den Zustand des entnommenen Dampfes festlegt, variiert die entnommene Dampfmenge bei unterschiedlicher Reboilertemperatur, obwohl der Wärmebedarf konstant ist (vgl. Anhang A.5). Al-

lerdings kann gezeigt werden, dass dieser Einfluss vernachlässigbar kleine Auswirkungen auf den Kondensatordruck hat.

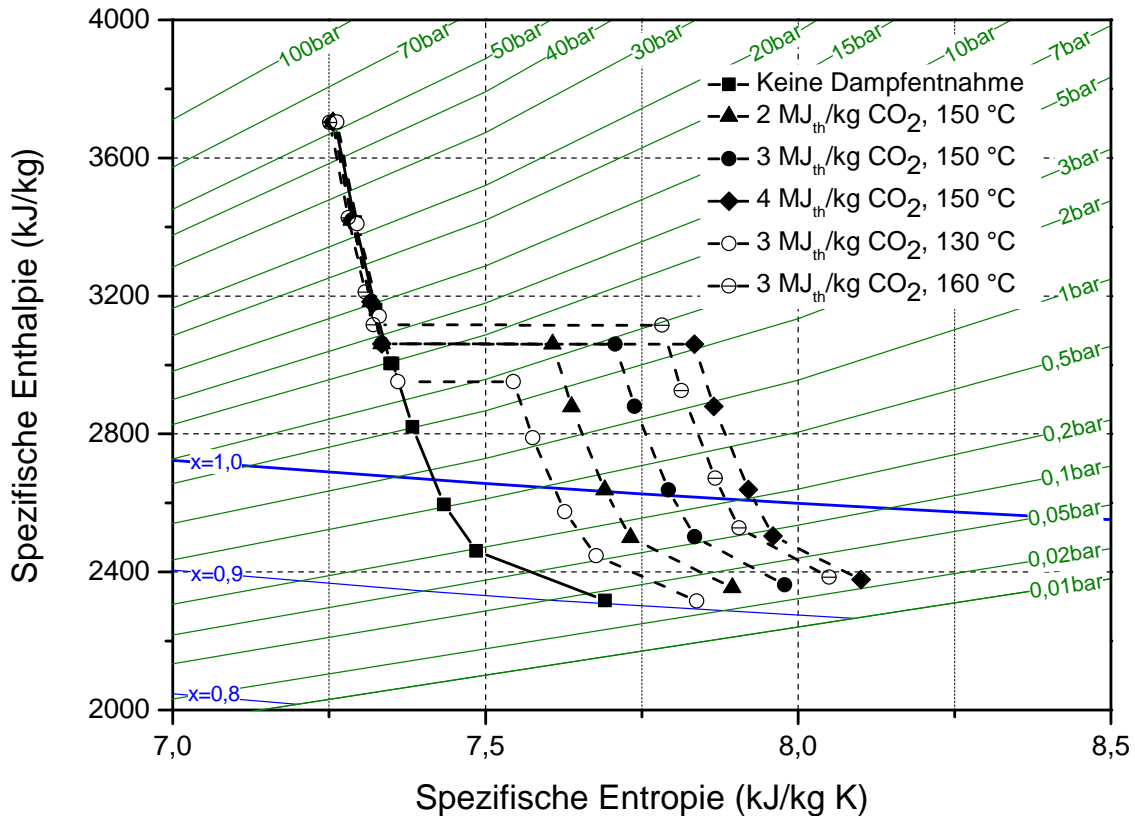


Abbildung 5.3: h,s-Diagramm für den Entspannungsverlauf des Dampfes in der MD-Turbine und den ND-Turbinen für unterschiedliche Reboilertemperaturen und spezifische Wärmebedarfe, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar

Betrieb mit Drossel

Ein Betrieb mit Drossel erfolgt immer dann, wenn der sich einstellende Druck in der MD/ND-Überströmleitung abzüglich des Druckverlusts in der Dampfleitung zum Reboiler größer als der für den Reboiler erforderliche Dampfdruck ist. In Abbildung 5.4 ist ein h,s-Diagramm mit dem Entspannungsverlauf in den Turbinen bei Betrieb mit Drossel dargestellt.

Im Unterschied zum Betrieb mit DHK entfällt die Enthalpiedifferenz Δh_2 , da der erforderliche Entnahmedruck stets unterhalb des sich einstellenden Drucks in der Überströmleitung liegt. Die beiden dargestellten Entspannungsverläufe unterscheiden sich im Wesentlichen durch den Dampfdruck vor Eintritt in den ND-Teil und durch den Kondensatordruck, der für den Betrieb mit Drossel aufgrund der

Dampfentnahme reduziert ist. Dadurch, dass die Drossel in der Dampfleitung zum Reboiler und nicht wie die DHK in der Überströmleitung positioniert ist, ergibt sich für den Entspannungsverlauf bei Betrieb mit Drossel keine erhöhte Entropiezunahme vor Eintritt in den ND-Teil. Folglich ist die Enthalpiedifferenz Δh_4 stets negativ.

In Anlehnung an Gleichung (9) ergibt sich für den Betrieb mit Drossel Gleichung (10).

$$\Delta P_{\text{steam}} = \left(\bar{m}_{\text{ND}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_3 + \bar{m}_{\text{ND}} \left(\frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_4 \right) \eta_m \eta_{\text{gen}} \quad (10)$$

Ein entsprechendes Zahlenbeispiel für den in Abbildung 5.4 dargestellten Fall ist in Anhang A.4 aufgeführt.

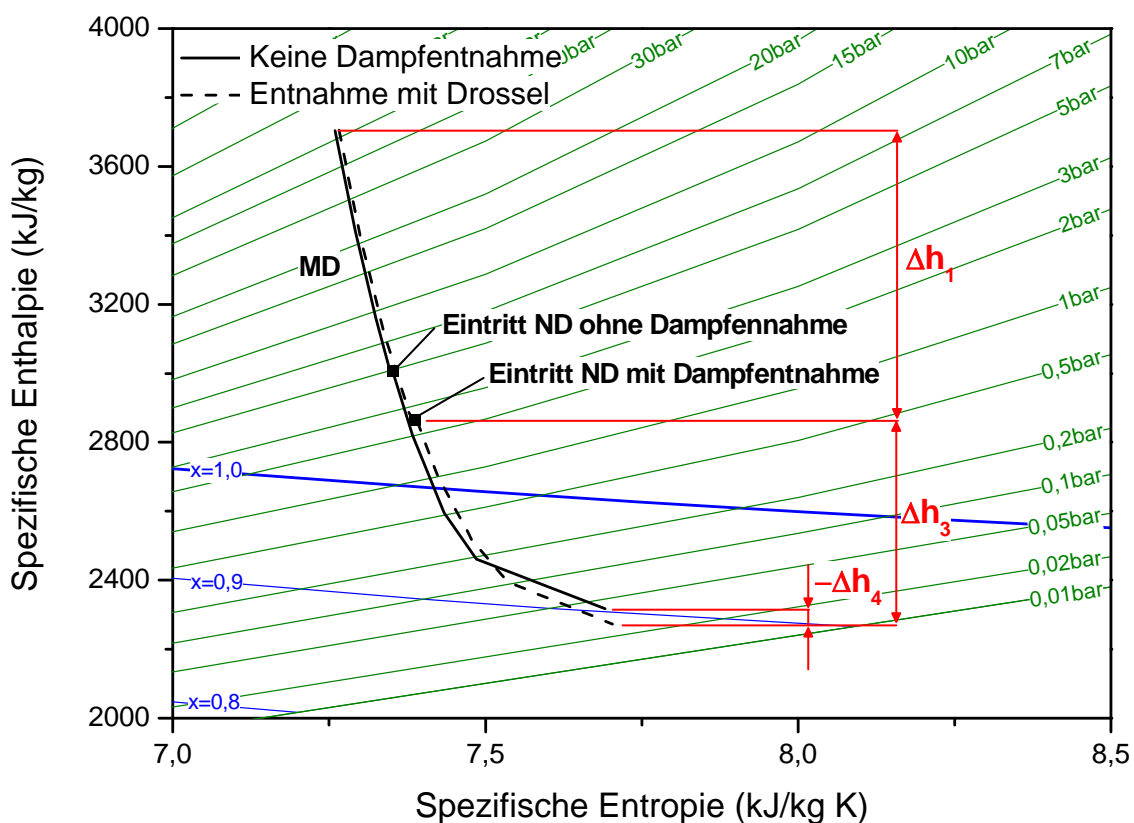


Abbildung 5.4: h,s-Diagramm für den Entspannungsverlauf des Dampfes in der MD-Turbine und den ND-Turbinen, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, Betrieb mit Drossel, spezifischer Wärmebedarf 3 MJ/kg CO₂, Reboilertemperatur 100 °C (Entnahmedampfdruck nach Drosselung 1,73 bar)

Die Gleichungen (9) und (10) ermöglichen eine anschauliche Beschreibung des Leistungsverlusts durch die Dampfentnahme. Allerdings liefern sie keine Möglichkeit zur einfachen Berechnung des Leistungsverlusts, da die darin enthaltenen Enthalpiedifferenzen eine detaillierte Modellierung des Kraftwerks voraussetzen. Darüber hinaus lässt sich der für den Reboiler erforderliche Dampfmassenstrom \dot{m}_{reb} nicht auf einfache Weise aus dem Wärmebedarf berechnen. Eine Erläuterung dazu ist in Anhang A.5 aufgeführt.

Erstellung eines empirischen Ansatzes

Wie oben erläutert, kann ein physikalisch orientierter Ansatz zur Berechnung des Leistungsverlusts ΔP_{steam} nur dann realitätsnah angewendet werden, wenn Informationen des Gesamtprozesses aus einem detaillierten Modell vorliegen. Um die Berechnung des Leistungsverlusts ohne detailliertes Modell zu ermöglichen, wird ein empirischer Ansatz gewählt, der die Resultate aller hinreichend modellierten Komponenten und deren Wechselwirkungen aufeinander berücksichtigt. Darüber hinaus wird der Ansatz so formuliert, dass die Schnittstellengrößen zwischen der CO₂-Abtrennungsanlage und dem Kraftwerk (siehe Tabelle 4.4) direkt verwendet werden können und als einzig notwendige Eingabewerte fungieren.

Um den elektrischen Leistungsverlust ΔP_{steam} durch die Dampfentnahme ermitteln zu können, ist eine Umrechnung des Wärmebedarfs \dot{Q}_{reb} notwendig. Dazu wird die Kennzahl σ (im Folgenden *Power Loss Factor* – PLF genannt) nach Gleichung (11) definiert.

$$\sigma = \frac{\Delta P_{\text{steam}}}{\dot{Q}_{\text{reb}}} = \frac{\Delta P_{\text{steam}}}{q_{\text{reb}} \dot{m}_{\text{CO}_2}} \quad (11)$$

Die Erstellung von Korrelationen, mit deren Hilfe sich der PLF quantifizieren lässt, erfordert eine Untersuchung aller Einflussgrößen auf den Leistungsverlust.

In Abbildung 5.5 ist der PLF in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf für verschiedene Reboilertemperaturen aufgeführt. Die Reboilertemperatur bestimmt unter Berücksichtigung der Grädigkeit im Reboiler ΔT_{reb} und des Druckverlusts in der Dampfleitung zwischen Entnahmestelle und Reboiler Δp_{ext} den Druck des Entnahmedampfes p_{ext} nach Gleichung (12).

$$p_{\text{ext}} = p_{\text{sat}}(T_{\text{reb}} + \Delta T_{\text{reb}}) + \Delta p_{\text{ext}} \quad (12)$$

Für die in Kapitel 5 dargestellten Abbildungen werden die Grädigkeit ΔT_{reb} und der Druckverlust Δp_{ext} gemäß Tabelle 4.5 konstant bei 10 K bzw. 0,3 bar gehalten. In Abbildung 5.5 wird deutlich, dass sich für jede Reboilertemperatur zwei Kurvenabschnitte unterscheiden lassen.

- σ_{r1} : Der Kurvenabschnitt, auf dem der PLF für verschiedene Reboilertemperaturen (hier 90 °C, 100 °C und 130 °C) identisch ist, kennzeichnet den Betrieb mit Drossel in der Dampfleitung zum Reboiler. Die Reboilertemperatur hat hier nur einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf den PLF. Kleine Differenzen im PLF (aus Abbildung 5.5 nicht ersichtlich) ergeben sich durch die unterschiedliche Überhitzung des Entnahmedampfes bei verschiedenen Reboilertemperaturen.
- σ_{r2} : Ausgehend von der σ_{r1} -Kurve sinkt mit steigendem spezifischem Wärmebedarf die Differenz zwischen dem in der Überströmleitung vorliegenden Dampfdruck und dem im Reboiler inklusive Druckverlust erforderlichen Dampfdruck. Wenn beide Drücke identisch sind, liegt der Betriebspunkt OVO vor und der PLF folgt einem asymptotischen Verlauf, der den Betrieb mit DHK in der Leitung zum ND-Teil der Dampfturbine kennzeichnet. OVO stellt den Betriebspunkt mit dem kleinstmöglichen PLF für jede Reboilertemperatur dar. Für Reboilertemperaturen, die zu Entnahmedrücken führen, die oberhalb des Überströmdrucks im Auslegungsfall (ÜSD-A) liegen ($T_{\text{reb}} = 150$ °C in Abbildung 5.5), ergibt sich ein an der Horizontalen gespiegelter Kurvenverlauf im Vergleich zu den anderen DHK-Kurven.

Generell gilt: Je größer die Druckdifferenz zwischen verfügbarem Druck in der MD/ND-Überströmleitung und erforderlichem Dampfdruck für die Dampfentnahme, desto größer der PLF.

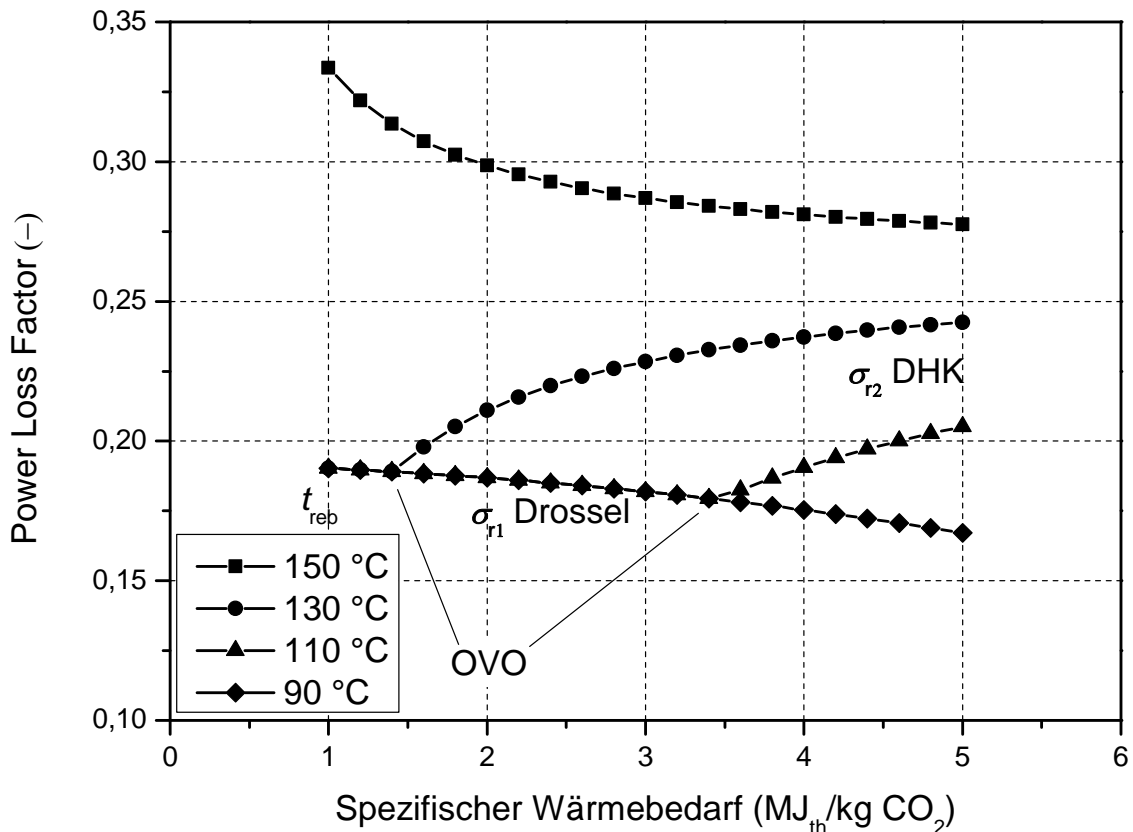


Abbildung 5.5: PLF in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf für verschiedene Reboilertemperaturen (t_{reb}), Nachrüstung, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar

In Abbildung 5.6 (links) sind die Verläufe von σ_{r1} für unterschiedliche MD/ND-Überströmdrücke ohne Dampfentnahme in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf aufgetragen. Es wird deutlich, dass eine Erhöhung des ÜSD-A (p_{IPLP}) zu einem höheren PLF führt. Alle Kurven zeigen einen ähnlichen Verlauf. Die Kurvenschar für σ_{r1} lässt sich nach Gleichung (13) durch ein dreidimensionales Polynom zweiten Grades abbilden.

$$\sigma_{r1} = a_{r1}q_{\text{reb}} + b_{r1}q_{\text{reb}}^2 + c_{r1}p_{\text{IPLP}} + d_{r1}p_{\text{IPLP}}^2 + e_{r1}p_{\text{IPLP}}q_{\text{reb}} + f_{r1} \quad (13)$$

$$a_{r1} = -0,03194; b_{r1} = -7,987\text{E-}04; c_{r1} = 0,02278; d_{r1} = -9,729\text{E-}04;$$

$$e_{r1} = 4,459\text{E-}04; f_{r1} = 0,1024$$

$$[q_{\text{reb}}] = \text{MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2; [p_{\text{IPLP}}] = \text{bar}$$

$$\text{Maximaler relativer Fehler: } \Delta\sigma_{r1,\text{max}} = 2 \%$$

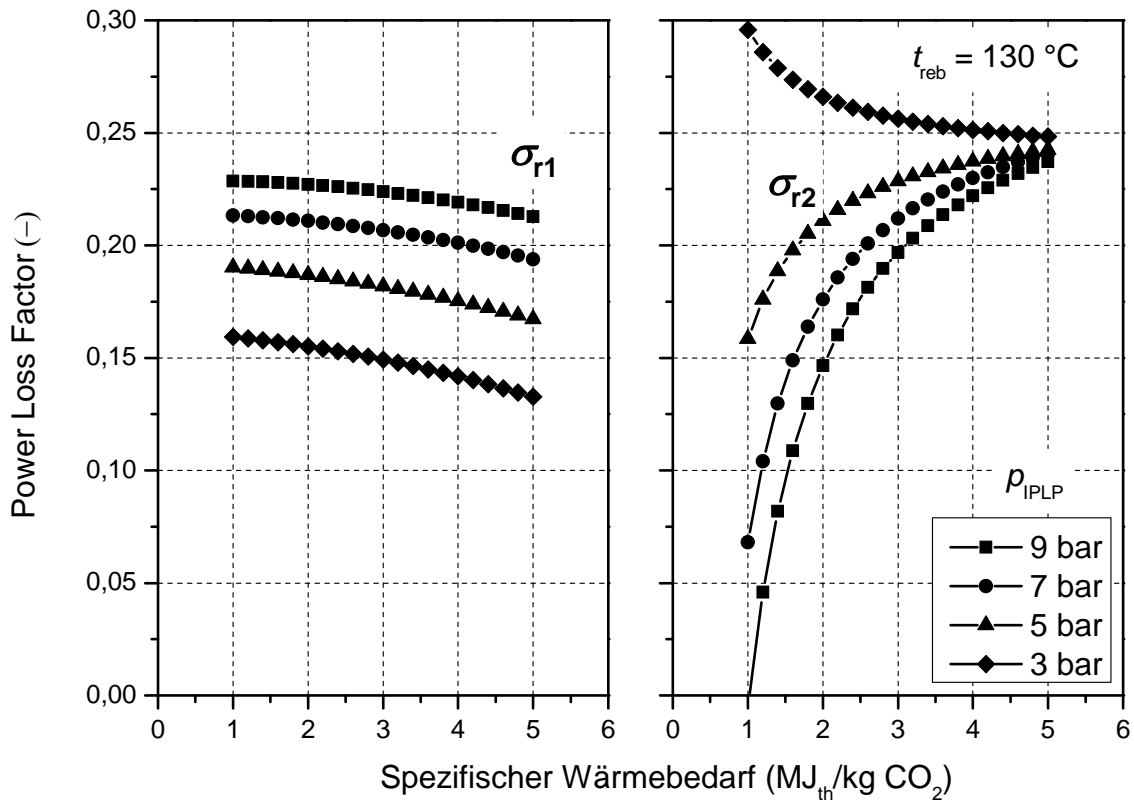


Abbildung 5.6: PLF σ_{r1} (links) und σ_{r2} (rechts) in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf für verschiedene MD/ND-Überströmdrücke im Auslegungsbetriebspunkt (p_{IPLP}), Reboilertemperatur 130 °C, Nachrüstung

Die asymptotisch verlaufenden DHK-Kurven für σ_{r2} aus Abbildung 5.5 lassen sich für einen konstanten ÜSD-A mit Gleichung (14) beschreiben.

$$\sigma_{r2} = a_{r2} \frac{\ln(p_{ext}) + b_{r2}}{q_{reb}} + c_{r2} \quad (14)$$

$a_{r2} = 0,3475$; b_{r2} : Gleichung (15); c_{r2} : Gleichung (16);

$[q_{reb}] = \text{MJ}_{th}/\text{kg CO}_2$; $[p_{ext}] = \text{bar}$

Maximaler relativer Fehler: $\Delta\sigma_{r2,max} = 2 \%$

Als Eingabewert für die Dampfqualität wird anstelle der Reboilertemperatur der Druck des Entnahmedampfes p_{ext} gewählt. Dies hat den Vorteil, dass die Grädigkeit im Reboiler und der Druckverlust in der Entnahmeleitung auf einfache Weise nach Gleichung (12) berücksichtigt werden können. Der Einfluss des ÜSD-A auf σ_{r2} ist beispielhaft für eine Reboilertemperatur von 130 °C in Abbildung 5.6 (rechts) dargestellt. Jede der Kurven lässt sich mit Gleichung (14) beschreiben. Allerdings müs-

sen dazu die Werte für die Konstanten b_{r2} und c_{r2} für jeden ÜSD-A angepasst werden. Die Anpassung der Konstanten erfolgt über die Gleichungen (15) und (16).

$$b_{r2} = b_{r21}p_{IPLP}^3 + b_{r22}p_{IPLP}^2 + b_{r23}p_{IPLP} + b_{r24} \quad (15)$$

$$c_{r2} = c_{r21}p_{IPLP}^2 + c_{r22}p_{IPLP} + c_{r23} \quad (16)$$

$$b_{r21} = -1,729E-03; b_{r22} = 0,04519; b_{r23} = -0,5133; b_{r24} = -0,01419;$$

$$c_{r21} = -8,375E-04; c_{r22} = 0,02023; c_{r23} = 0,1833;$$

$$[p_{IPLP}] = \text{bar}$$

Wie in Kapitel 3.4.3 erläutert, muss bei Gefahr der Überschreitung des kritischen MD-Austrittsvolumenstromverhältnisses $v_{\text{crit,IP}}$ die Druckhalteklappe unabhängig von der geforderten Reboilertemperatur aktiviert werden. Der Verlauf des PLF ist für diesen Fall (σ_{r3}) in Abbildung 5.7 dargestellt.

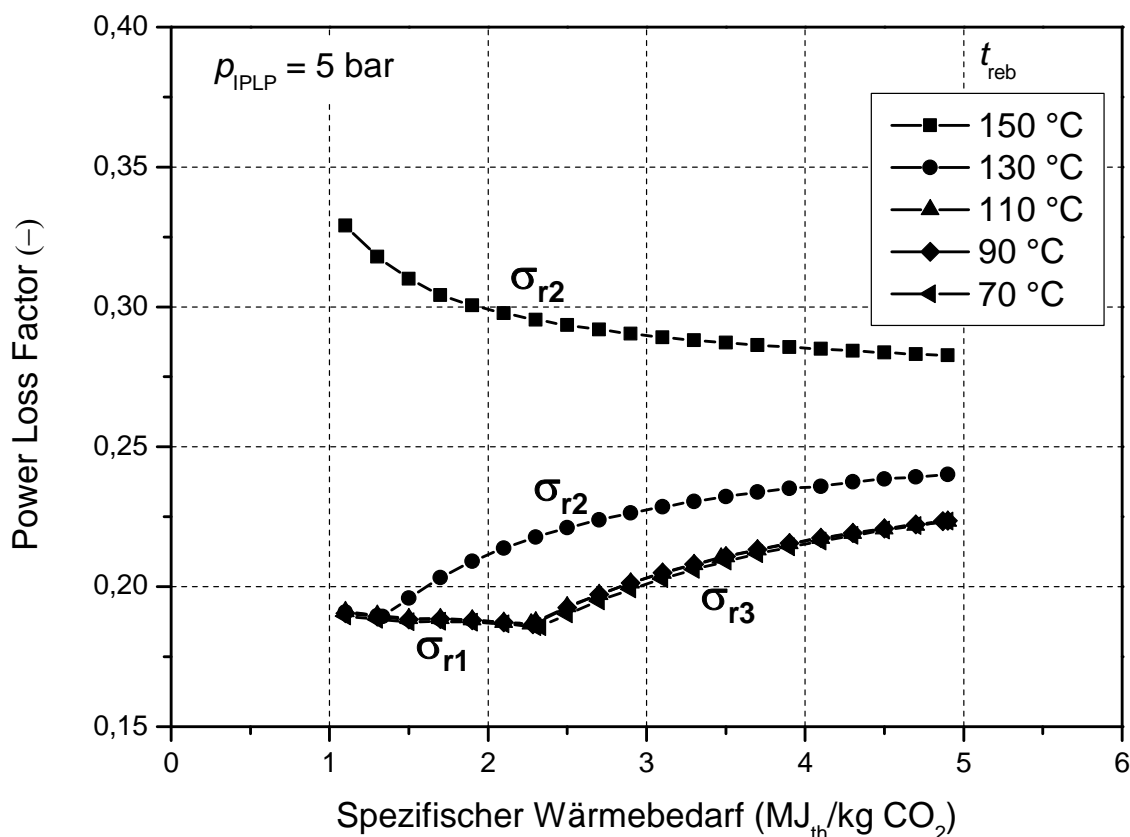


Abbildung 5.7: PLF in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf für verschiedene Reboilertemperaturen (t_{reb}), Nachrüstung, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, Berücksichtigung eines kritischen MD-Austrittsvolumenstromverhältnisses $v_{crit,IP}$ von 1,4

Der Verlauf von σ_{r3} entspricht dem Verlauf von σ_{r2} bei einer bestimmten Reboilertemperatur und ist selbst unabhängig von der Reboilertemperatur. Ab einem Wärmebedarf von 2,3 MJ_{th}/kg CO₂ führt die entnommene Dampfmenge bei einem ÜSD-A von 5 bar zu einem Anstieg des MD-Austrittsvolumenstromverhältnisses $v_{crit,IP}$ von über 1,4, sodass die DHK aktiviert werden muss. Durch die Druckanstauung wird eine weitere Zunahme des MD-Austrittsvolumenstromverhältnisses verhindert. Der Schnittpunkt von σ_{r1} und σ_{r3} stellt in diesem Fall nicht den Betriebspunkt OVO dar.

Für jeden ÜSD-A existiert genau ein spezifischer Wärmebedarf, bei dem die DHK aufgrund von $v_{crit,IP}$ aktiviert werden muss. Aufgrund der Anzapfoptimierung (vgl. Kapitel 4.1.4) vergrößert sich mit steigendem ÜSD-A die Dampfantnahme für die Speisewasservorwärmung aus den ND-Turbinen. Dadurch ergibt sich bei höheren ÜSD-A ein größerer Dampfmassenstrom stromabwärts der MD-Turbine als bei

kleineren ÜSD-A. Bei konstantem spezifischem Wärmebedarf wird bei einem höheren ÜSD-A prozentual weniger Dampfmassenstrom entnommen, sodass der Druckabfall in der Überströmleitung geringer ausfällt als bei einem kleineren ÜSD-A. Daraus resultiert, dass die DHK aufgrund von $v_{\text{crit,IP}}$ bei höheren ÜSD-A erst bei größeren spezifischen Wärmebedarfen aktiviert werden muss.

Bei der Berechnung von σ_{r3} kann aufgrund des abschnittsweise gleichen Verlaufs auf die Korrelation für σ_{r2} zurückgegriffen werden. Für jeden ÜSD-A existiert genau eine Reboilertemperatur (bzw. ein Entnahmedruck p_{ext}), bei der σ_{r3} dem Wert von σ_{r2} entspricht. Bei der Anwendung von Gleichung (14) zur Berechnung von σ_{r3} muss daher berücksichtigt werden, dass statt des tatsächlichen Entnahmedrucks p_{ext} der Entnahmedruck $p_{\text{ext,Vcrit,IP}}$ verwendet wird, bei dem $v_{\text{crit,IP}}$ gerade erreicht wird. Die Berechnung von σ_{r3} ist in den Gleichungen (17) und (18) zusammengefasst.

$$\sigma_{r3} = \sigma_{r2} \forall p_{\text{ext}} = p_{\text{ext,Vcrit,IP}} \quad (17)$$

$$p_{\text{ext,Vcrit,IP}} = a_{r3} + b_{r3}p_{\text{IPLP}} + c_{r3}p_{\text{IPLP}}v_{\text{crit,IP}} + d_{r3}v_{\text{crit,IP}} \quad (18)$$

$$a_{r3} = 0,964; b_{r3} = 1,462; c_{r3} = -0,5786; d_{r3} = -0,7247;$$

$$[p_{\text{ext,Vcrit,IP}}] = \text{bar}; [p_{\text{IPLP}}] = \text{bar}; [v_{\text{crit,IP}}] = -;$$

$$\text{Maximaler relativer Fehler: } \Delta\sigma_{r3,\text{max}} = 2 \%$$

Die sich aus den Gleichungen (17) und (18) ergebenden Verläufe sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Dabei wird deutlich, dass ein höherer spezifischer Wärmebedarf stets zu einem erhöhten PLF σ_{r3} führt. Mit steigendem spezifischem Wärmebedarf vergrößert sich die notwendige Dampfentnahme und somit der Druckabfall in der Überströmleitung. Der erhöhte PLF resultiert aus dem größeren notwendigen Druckverhältnis über die DHK zur Einhaltung des erforderlichen Druckniveaus hinter der MD-Turbine. Aus Abbildung 5.8 (links) wird deutlich, dass bei gleichem spezifischem Wärmebedarf unabhängig von der Reboilertemperatur ein höherer Überströmdruck zu einem höheren PLF führt. Wie aus Abbildung 5.8 (rechts) hervorgeht, führt ein größeres zulässiges Austrittsvolumenstromverhältnis $v_{\text{crit,IP}}$ zu einem kleineren PLF σ_{r3} .

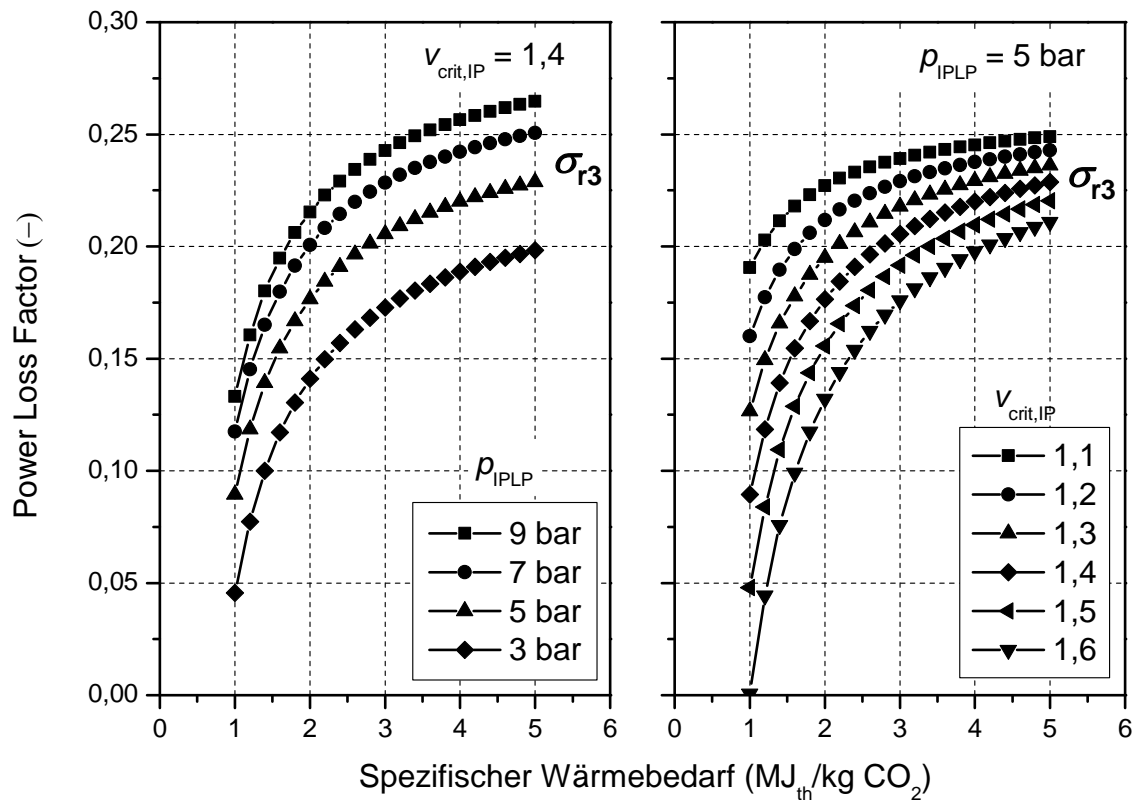


Abbildung 5.8: PLF σ_{r3} in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf für verschiedene MD/ND-Überströmdrücke im Auslegungsbetriebspunkt (ρ_{IPLP}) (links) und verschiedene kritische MD-Austrittsvolumenstromverhältnisse ($v_{\text{crit,IP}}$) (rechts), Nachrüstung

Zur Bewertung des Einflusses der Dampfentnahme auf den Gesamtprozess ist eine isolierte Betrachtung der Kennzahlen σ_{r1} , σ_{r2} und σ_{r3} nicht zulässig, da aufgrund der stetigen mathematischen Formulierung auch unrealistische Zahlenwerte innerhalb der definierten Gültigkeitsbereiche der Korrelationen aus Tabelle 4.5 auftreten. So ergibt sich für σ_{r2} bei einer Reboilertemperatur von 130 °C und einem ÜSD-A von 9 bar ein in der Realität unmöglicher Wert kleiner Null für kleine Wärmebedarfe (vgl. Abbildung 5.6, rechts). Daher wird die Berechnungsanweisung aus Gleichung (19) zur Ermittlung des PLF für den Fall Nachrüstung verwendet.

$$\sigma_{r_i} = \max(\sigma_{r1}, \sigma_{r2}, \sigma_{r3}) \quad (19)$$

Wird die MD-Turbine nachgerüstet und dabei für den Betrieb mit Dampfentnahme ausgelegt, entfällt die Berechnung von σ_{r3} .

Der Kondensatordruck hat einen großen Einfluss auf die umgesetzte Leistung in den ND-Turbinen. Da der Leistungsverlust durch die Dampfentnahme im Wesentli-

chen auf eine Reduzierung der umgesetzten Leistung in der ND-Turbine zurückzuführen ist, hat der Kondensatordruck Einfluss auf den Verlust, der durch den PLF quantifiziert wird. Aus diesem Grund wird der Korrekturfaktor $C_{r,cond}$ eingeführt, der in Gleichung (20) definiert ist.

$$C_{r,cond} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{r_i}} \quad (20)$$

Dabei ist σ_r der korrekte PLF und σ_{r_i} der aus Gleichung (19) ermittelte PLF ohne Berücksichtigung eines veränderten Kondensatordrucks. In Abbildung 5.9 ist der Korrekturfaktor $C_{r,cond}$ für verschiedene Kondensatordrücke im Auslegungsbetriebspunkt (ohne Dampfentnahme für PCC) p_{cond} in Abhängigkeit von der Reboilertemperatur dargestellt. Ein Kondensatordruck von 40 mbar stellt den Referenzwert dar, für den sich stets ein Korrekturfaktor von eins ergibt. Für kleinere Kondensatordrücke ergeben sich Korrekturfaktoren größer als eins. D. h., der spezifische Leistungsverlust vergrößert sich bei einem kleineren Kondensatordruck. Generell ist ein kleinerer Kondensatordruck wirkungsgradsteigernd. Dies gilt sowohl für Kraftwerke mit als auch für Kraftwerke ohne CO₂-Abtrennung. Allerdings beschreibt der PLF den sich infolge des PCC-Betriebs ergebenden, auf den Wärmebedarf bezogenen, elektrischen Leistungsverlust. Dieser ist umso größer je größer die Leistungsumsetzung in der ND-Turbine ohne Dampfentnahme ist. Folglich führt ein hoher Kondensatordruck, der beim Kraftwerk ohne CO₂-Abtrennung einen schlechteren Wirkungsgrad bewirkt, bei Dampfentnahme für den Reboiler zu einem kleineren elektrischen Leistungsverlust. Für den Korrekturfaktor ergeben sich in diesem Fall Werte kleiner als eins.

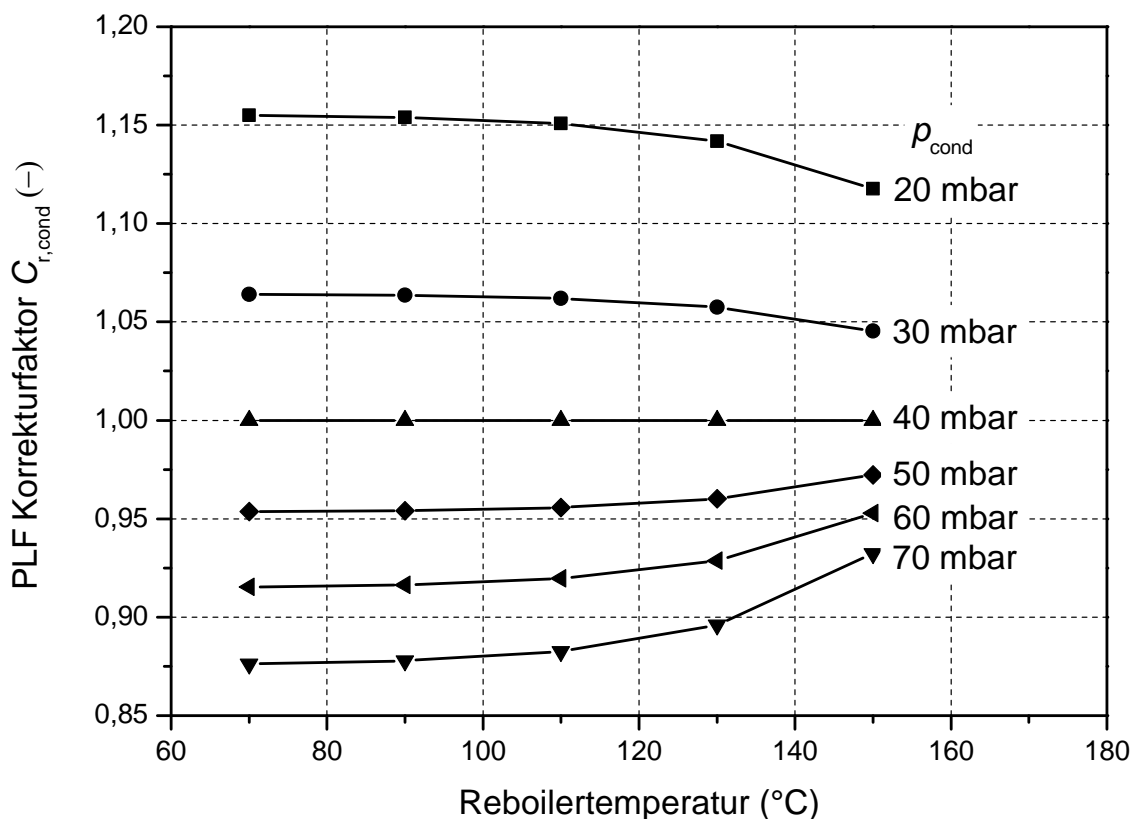


Abbildung 5.9: PLF Korrekturfaktor $C_{r,cond}$ in Abhängigkeit von der Reboilertemperatur t_{reb} für verschiedene Kondensatordrücke im Auslegungsbetriebspunkt p_{cond} des konventionellen Kraftwerks ohne CO_2 -Abtrennung

Neben dem Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt hängt der Korrekturfaktor von der entnommenen Dampfqualität und somit von der Reboilertemperatur ab. Aus Abbildung 5.9 geht hervor, dass sich der Korrekturfaktor mit steigender Reboilertemperatur dem Wert eins annähert. Mit steigender Reboilertemperatur nimmt somit der Einfluss des Kondensatordrucks auf den Korrekturfaktor ab. Dieser Effekt lässt sich anhand eines h,s-Diagramms erläutern. Der Leistungsverlust aufgrund der Dampfentnahme ergibt sich aus unterschiedlichen Enthalpiedifferenzen, die in den Abbildungen 5.2 bis 5.4 dargestellt sind. Eine Veränderung der Reboilertemperatur bei konstantem spezifischem Wärmebedarf bewirkt eine Verschiebung des Eintrittszustandes in die ND-Turbinen entlang einer Isobaren. Dadurch werden die Enthalpiedifferenzen gestreckt oder gestaucht. Die Isobaren verlaufen nicht parallel sondern weisen im höherkalorischen Bereich größere Steigungen auf. Bei hohen Reboilertemperaturen hängt daher die Streckung oder Stauchung der Enthalpiedifferenzen im Wesentlichen von der

Reboilertemperatur und nicht wie bei niedrigen Reboilertemperaturen vom Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt ab.

Mit dem empirischen Ansatz aus (21) lässt sich der Korrekturfaktor aus den Simulationsergebnissen mit hoher Genauigkeit ausdrücken. Es besteht keine Abhängigkeit des Korrekturfaktors vom ÜSD-A und vom spezifischen Wärmebedarf.

$$C_{r,cond} = \frac{(a_{r,cond} p_{cond} + b_{r,cond} p_{cond}^2 + c_{r,cond} p_{ext}^2 + d_{r,cond})}{(p_{cond} - 40) + 1} \quad (21)$$

$a_{r,cond} = 2,12E-04; b_{r,cond} = -1,55E-06; c_{r,cond} = 4,51E-05; d_{r,cond} = -0,0114;$
 $[p_{cond}] = \text{mbar}; [p_{ext}] = \text{bar};$
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta C_{r,cond} = 3 \%$

5.1.2 Neubau

Im Fall eines Neubaus gilt wie in 3.4.4 erläutert, dass der MD/ND Überströmdruck für den Betrieb bei Vollast mit Dampfauskopplung für die geforderte Dampfqualität ausgelegt wird. Bei der Herleitung eines mathematischen Ansatzes für die Berechnung des PLF ist deshalb keine Fallunterscheidung wie im Fall einer Nachrüstung notwendig. Da das Kraftwerk für den Betrieb mit Dampfentnahme ausgelegt ist, stellt der spezifische Wärmebedarf diesmal keine Einflussgröße dar.

Der Verlauf des PLF ist in Abbildung 5.10 für verschiedene Kondensatordrücke in Abhängigkeit von der Reboilertemperatur dargestellt. Mit steigender Reboilertemperatur steigt der Exergieanteil des entnommenen Dampfes und somit der energetische Anteil, der in Wellenleistung umgewandelt werden kann. Aus diesem Grund steigt der PLF mit steigender Reboilertemperatur.

Wie für den Korrekturfaktor im Fall einer Nachrüstung erläutert, wirkt sich ein kleinerer Kondensatordruck stets wirkungsgradsteigernd aus. Der Verlust an elektrischer Leistung, der über den PLF ausgedrückt wird, steigt daher mit sinkenden Kondensatordrücken. Dies ist auf eine Zunahme des in den ND-Turbinen abbaubaren Enthalpiegefälles zurückzuführen, welches dazu führt, dass der ND-Dampf bei geringeren Kondensatordrücken mehr Leistung umsetzen kann.

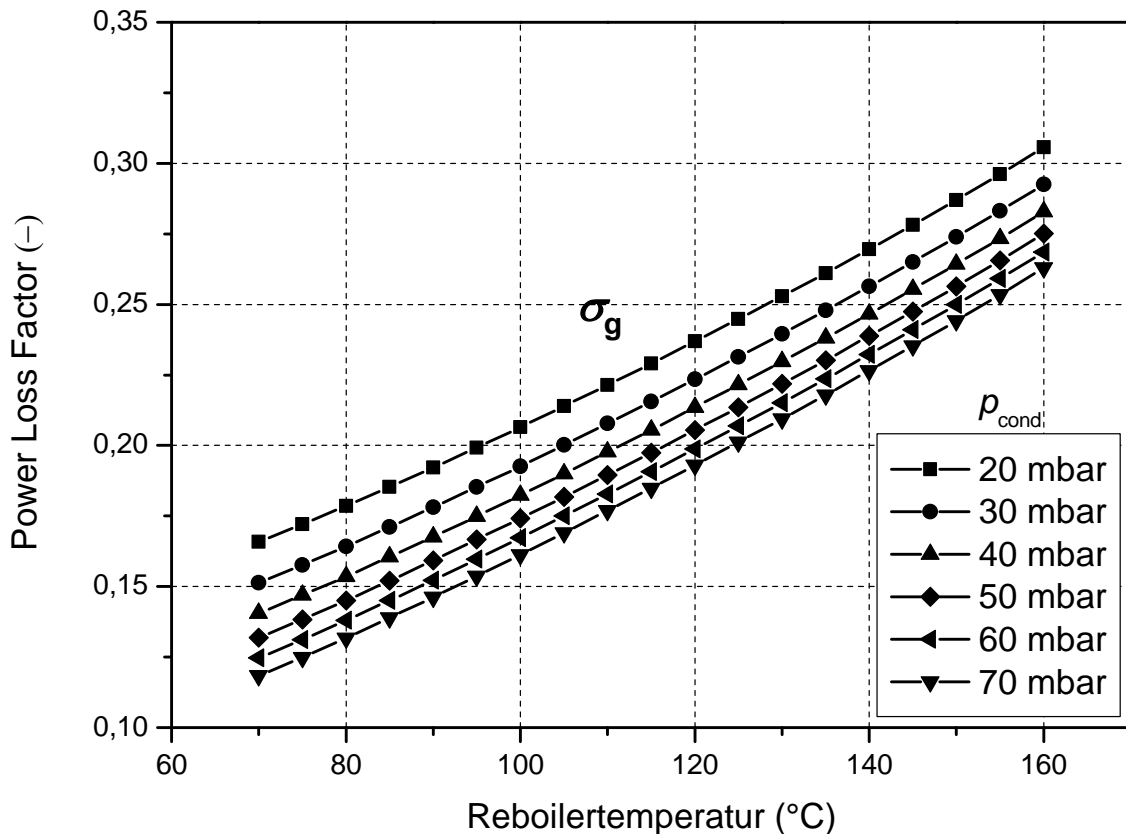


Abbildung 5.10: PLF in Abhängigkeit von der Reboilertemperatur für verschiedene Kondensatordrücke (p_{cond}), Neubau

Die Kurvenschar aus Abbildung 5.10 lässt sich im Gegensatz zu den in dieser Arbeit empirisch erstellten Korrelationen semiempirisch formulieren. Gleichung (22) besteht aus zwei Termen, von denen der zweite eine Anlehnung an den Carnot-Wirkungsgrad darstellt (physikalischer Term). Mit der Sattdampf­temperatur des entnommenen Dampfes $t_{\text{ext}}^{\text{sat}}$ und der Kondensatortemperatur t_{cond} wird der Carnotfaktor ermittelt. Mit dem ersten Term wird die Überhitzung des Dampfes in der Überströmleitung in Abhängigkeit vom Entnahmedruck berücksichtigt (empirischer Term).

$$\sigma_g = (a_g + b_g p_{\text{ext}}) \cdot \left(1 - \frac{t_{\text{cond}} + 273,15}{t_{\text{ext}}^{\text{sat}} + 273,15}\right) \quad (22)$$

$a_g = 0,8; b_g = 0,01;$
 $[p_{\text{ext}}] = \text{bar}; [t_{\text{cond}}] = \text{°C}; [t_{\text{ext}}^{\text{sat}}] = \text{°C};$
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta\sigma_{g,\text{max}} = 1 \%$

5.2 Leistungsverlust durch CO₂-Verdichtung

Der Leistungsverlust durch die CO₂-Verdichtung besteht aus drei Anteilen:

- Den größten Anteil stellt die erforderliche elektrische Antriebsleistung dar. Diese wird über den Term ΔP_{comp} aus Gleichung (7) berücksichtigt. Die für die Berechnung des Leistungsverlusts erforderliche Zielgröße aus der Simulation des CO₂-Verdichtungsprozesses ist der spezifische elektrische Antriebsbedarf w_{comp} (MJ_{el}/kg CO₂). Die Berechnung des Leistungsverlusts ΔP_{comp} erfolgt unter Berücksichtigung des abgetrennten CO₂-Massenstroms \dot{m}_{CO_2} nach Gleichung (23).

$$\Delta P_{\text{comp}} = w_{\text{comp}} \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (23)$$

- Darüber hinaus fällt Abwärme in den ZK an. Der Kühlbedarf führt zu einer erhöhten Leistungsaufnahme der Kühlwasserpumpen und wird in Gleichung (7) über ΔP_{cw} berücksichtigt. Die Umrechnung des Kühlbedarfs in einen elektrischen Leistungsverlust erfolgt in Kapitel 5.4. Die für die Berechnung des Leistungsverlusts erforderliche Zielgröße aus der Simulation des CO₂-Verdichtungsprozesses ist der spezifische Kühlbedarf q_{comp} (MJ_{th}/kg CO₂).
- Ein Teil der Abwärme aus den ZK kann in den Kraftwerksprozess integriert werden und wird in Gleichung (7) über den Term ΔP_{hi} berücksichtigt. Die Umrechnung von integrierter Abwärme in elektrische Leistung erfolgt in Kapitel 5.5. Die für die Berechnung der Leistung erforderlichen Zielgrößen aus der Simulation des CO₂-Verdichtungsprozesses sind die spezifischen nutzbaren Abwärmeströme $q_{\text{wh,comp}i}$ (MJ_{th}/kg CO₂) und die entsprechenden Temperaturniveaus der nutzbaren spezifischen Abwärmeströme $t_{\text{wh,comp}i}$ (°C).

Der aus energetischer Sicht optimale Verdichtungsprozess ohne Berücksichtigung von Wärmeintegration ergibt sich aus einer konstruktiv größtmöglichen Anzahl an ZK. Unter Berücksichtigung von Wärmeintegration hängt die optimale Verdichterkonfiguration vor allem von dem Vorhandensein von Wärmesenken auf der Wasser-Dampf-Seite des Kraftwerksprozesses ab. Sowohl die Qualität (Temperatur) als auch die Quantität (Wärmemenge) der Abwärme aus dem Verdichtungsprozess kann über die Anzahl und Position der ZK variiert werden.

Das Gesamtdruckverhältnis ergibt sich aus dem in dieser Arbeit festgelegten CO₂-Verdichteraustrittsdruck von 110 bar und dem je nach CO₂-Abtrennungsprozess variierenden Eintrittsdruck in die CO₂-Verdichter. Das durchschnittliche Stufendruckverhältnis π_{stage} lässt sich aus dem Gesamtdruckverhältnis Π und der Stufenanzahl n_{stage} nach Gleichung (24) berechnen.

$$\pi_{\text{stage}} = \sqrt[n_{\text{stage}}]{\Pi} \quad (24)$$

Die Auswertung von Gleichung (24) ist in Abbildung 5.11 für eine Stufenanzahl von vier, sechs und acht grafisch dargestellt. Der in Tabelle 4.5 definierte Grenzbereich für das Stufendruckverhältnis ist als schraffierte Fläche gekennzeichnet. Mit den drei Stufenanzahlen können innerhalb des Grenzbereichs Eintrittsdrücke zwischen 0,3 bar (8 Stufen) und 28,6 bar (4 Stufen) berücksichtigt werden. Für Eintrittsdrücke zwischen 5,7 bar und 7,5 bar können alle drei Stufenanzahlen verwendet werden.

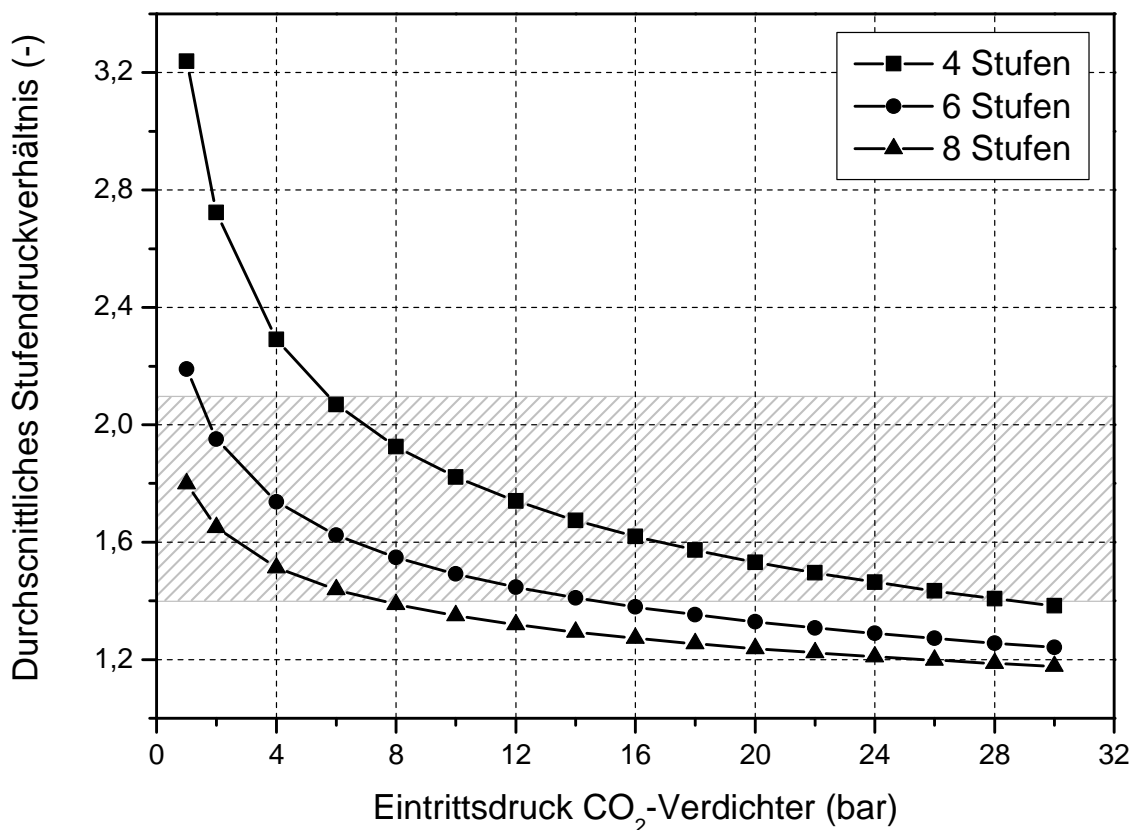


Abbildung 5.11: Durchschnittliches Stufendruckverhältnis in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck der CO₂-Verdichter für verschiedene Stufenanzahlen, CO₂-Verdichteraustrittsdruck 110 bar

Die oben genannten Zielgrößen w_{comp} , q_{comp} und $t_{\text{wh,comp}}$ hängen vor allem von der Anzahl der ZK ab. In Abbildung 5.12 ist der Einfluss der ZK-Anzahl auf den spezifischen elektrischen Antriebsbedarf für drei verschiedene Eintrittsdrücke exemplarisch dargestellt. Dabei wird eine gleichmäßige Verteilung der ZK angestrebt. D. h., dass die Druckverhältnisse der Verdichterstufen vor und hinter den einzelnen ZK möglichst gleich ausgelegt sind. Es wird deutlich, dass der spezifische elektrische Bedarf mit zunehmender ZK-Anzahl abnimmt. Darüber hinaus sinkt der Einfluss der ZK-Anzahl auf den spezifischen elektrischen Bedarf mit zunehmender ZK-Anzahl. Für einen Eintrittsdruck von 1 bar bewirkt, im Vergleich zu einem ZK, ein zweiter ZK eine Verringerung des spezifischen elektrischen Bedarfs um etwa 0,1 MJ_{el}/kg CO₂. Der dritte ZK hingegen bewirkt nur noch eine zusätzliche Verringerung von etwa der Hälfte (0,05 MJ_{el}/kg CO₂).

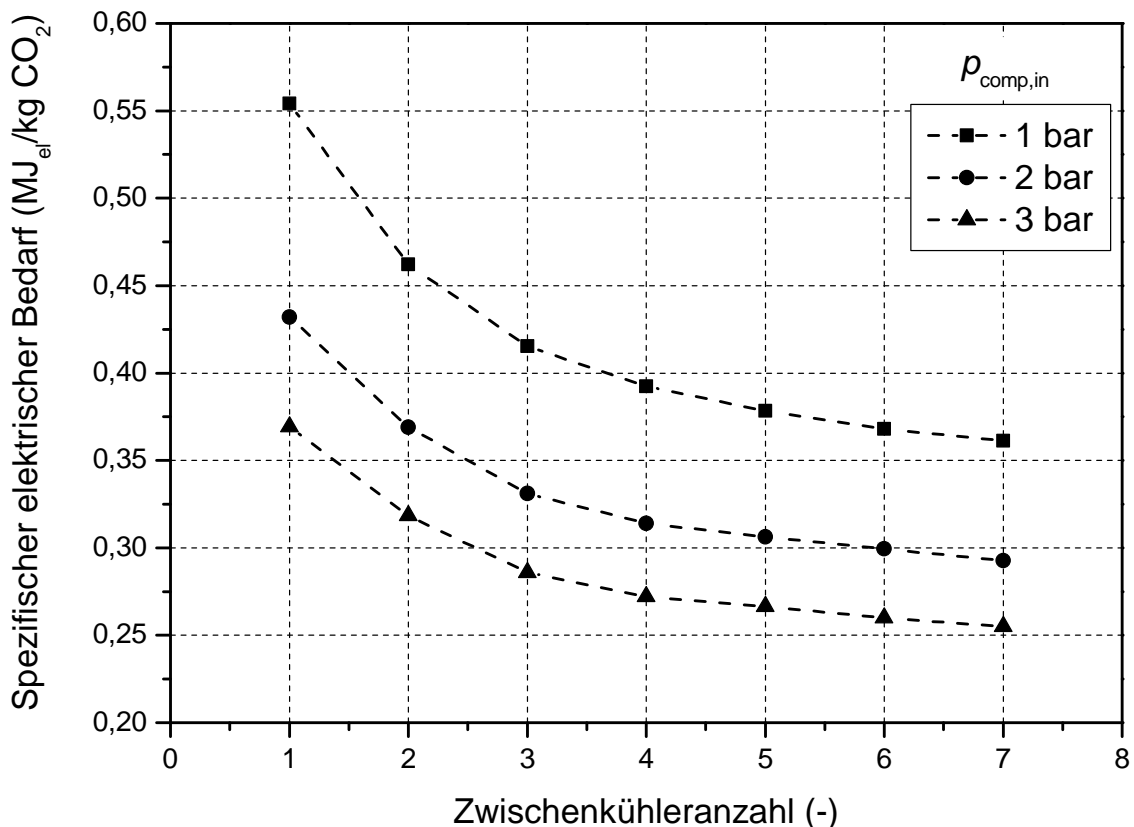


Abbildung 5.12: Spezifischer elektrischer Antriebsbedarf der CO₂-Verdichter in Abhängigkeit von der Anzahl der Zwischenkühler für verschiedene Eintrittsdrücke in den CO₂-Verdichter $p_{\text{comp,in}}$, CO₂-Verdichterausstrittsdruck 110 bar

Neben dem spezifischen elektrischen Antriebsbedarf hängen auch die Zielgrößen q_{comp} und $t_{\text{wh,comp}}$ von der Anzahl der ZK ab. Um ein großes Spektrum verschiedener

ZK-Anzahlen und ZK-Positionen systematisch zu untersuchen, werden für die drei Stufenanzahlen acht, sechs und vier jeweils zwei Verdichterkonfigurationen betrachtet. In Konfiguration 1 wird die maximal mögliche Anzahl an Zwischenkühlern n_{ic} verwendet. Es gilt $n_{ic} = n_{stage} - 1$. Das Gesamtdruckverhältnis wird unter Berücksichtigung der unter Kapitel 4.2 beschriebenen Abwertung des Druckverhältnisses äquivalent auf die einzelnen Stufen verteilt. Dadurch ergibt sich für Konfiguration 1 ein nahezu identisches Temperaturniveau des CO_2 -Massenstroms an jedem Stufenaustritt. In Konfiguration 2 entspricht die Zwischenkühleranzahl der Hälfte der Stufenanzahl. Für die hier betrachteten Varianten mit gerader Anzahl von Verdichterstufen gilt $n_{ic} = \frac{1}{2} n_{stage}$. Dabei wird im Vergleich zu Konfiguration 1 nicht jeder ZK berücksichtigt, ohne jedoch die Druckverhältnisse pro Stufe zu verändern. Für Konfiguration 2 existieren zwei Temperaturniveaus abhängig davon, ob vor der Stufe ein ZK vorgesehen ist oder nicht. Für beide Temperaturniveaus ergibt sich ein unterschiedlicher Abwärmestrom. Alle Wärmeströme auf gleichem Temperaturniveau werden für die Darstellung der Ergebnisse addiert.

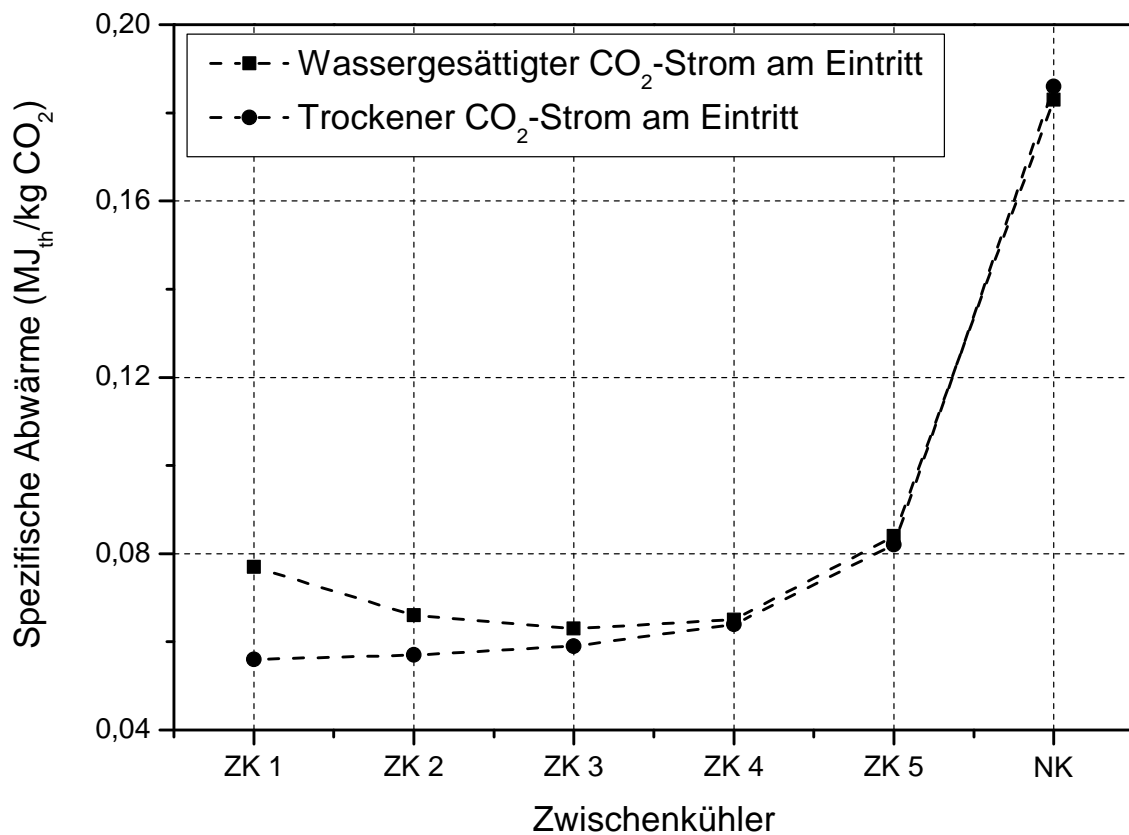


Abbildung 5.13: Verteilung der spezifischen Abwärme auf die einzelnen Zwischenkühler bei Verwendung von sechs Verdichterstufen, NK = Nachkühler, Eintrittsdruck 2 bar, Austrittsdruck 110 bar

Die Verteilung der Abwärmeströme auf die ZK ist in Abbildung 5.13 exemplarisch für Konfiguration 1 mit 6 Stufen dargestellt. Es zeigt sich, dass die Abwärmeströme für einen mit Wasser gesättigten CO₂-Strom am Eintritt des Verdichters mit steigender Stufenzahl zunächst abnehmen und ab Stufe 3 wieder ansteigen. Im Nachkühler stromabwärts der letzten Stufe fällt der größte Abwärmestrom an. Zwei gegenläufige Effekte führen zu diesem Verlauf:

- Der Anteil an Wasserdampf im CO₂-Strom wird in den ZK kondensiert und anschließend in flüssiger Form abgeschieden. Die thermische Energie der Verdampfungsenthalpie des Wassers wird über die ZK abgeführt. Dadurch, dass der Großteil des Wassers bereits hinter den ersten Stufen als flüssige Phase anfällt und die Restfeuchte mit einem Molsieb hinter der vierten Stufe abgeschieden wird, fällt nur in den vorderen ZK Abwärme durch kondensierendes Wasser an. Der Vergleich mit einem trockenen CO₂-Strom am Eintritt in Abbildung 5.13 verdeutlicht dies.
- Bei gleicher Temperatur hat der CO₂-Strom bei höherem Druck eine kleinere Enthalpie. D. h., dass bei der Kühlung im ZK mehr thermische Leistung umgesetzt wird als elektrisch für die Verdichtung in der stromaufwärts gelegenen Stufe notwendig ist. Dieser Effekt verstärkt sich mit Annäherung an den kritischen Punkt. Verdeutlicht wird dies in dem t,s-Diagramm der Abbildung 5.14. Dabei stellt die Fläche unter den Kühlverläufen bis herab zum absoluten Nullpunkt die jeweils anfallende spezifische Abwärme im ZK dar. Diese vergrößert sich mit zunehmendem Druckniveau und führt zu den in Abbildung 5.13 dargestellten hohen Abwärmeströmen in den hinteren ZK der CO₂-Verdichter.

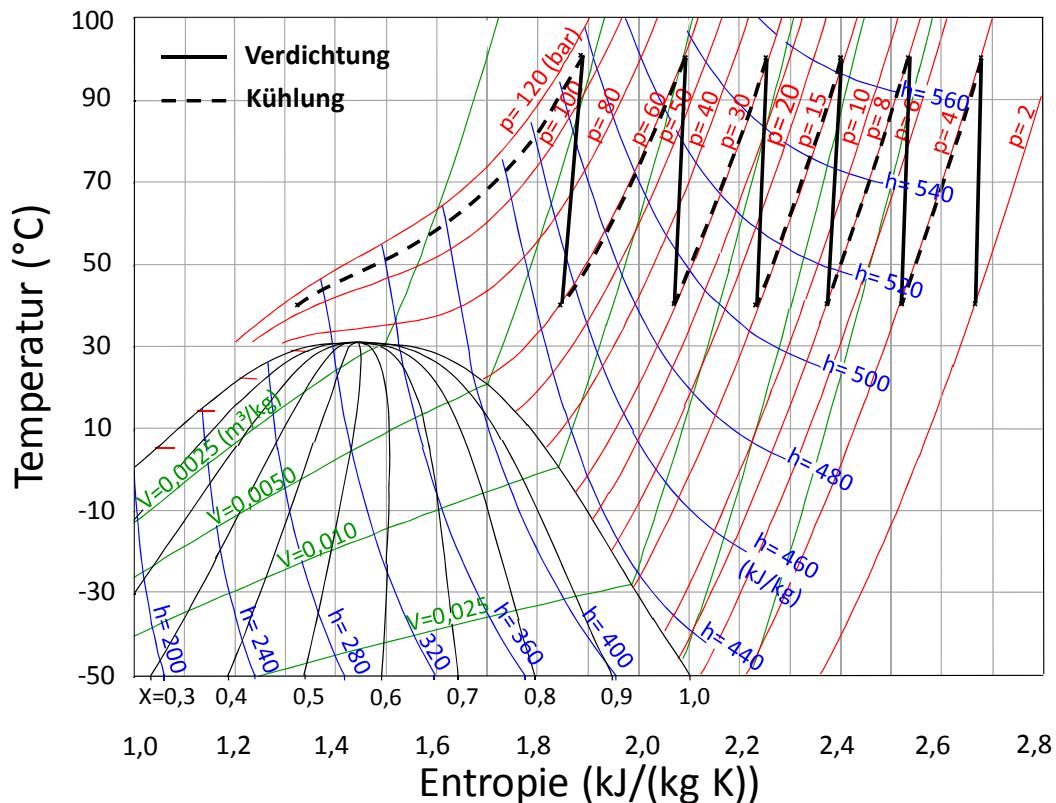


Abbildung 5.14: T,s-Diagramm für die Verdichtung von CO₂, 6 Stufen, Konfiguration 1, Eintrittsdruck 2 bar, Austrittsdruck 110 bar

Der elektrische Bedarf der einzelnen Stufen hängt von dem darin umgesetzten Druckverhältnis ab und ist somit für alle Stufen annähernd konstant. Aufgrund der ungleich verteilten Abwärmeströme lassen sich die Positionen der ZK in Konfiguration 2 so wählen, dass der Großteil der Abwärme auf dem höheren Temperaturniveau vorliegt, ohne dass der spezifische elektrische Bedarf erhöht wird. Dazu wird der letzte ZK stromaufwärts der vorletzten Stufe vorgesehen, sodass das Temperaturniveau im Nachkühler angehoben wird. In Abbildung 5.15 ist die Verdichterkonfiguration 2 für alle in dieser Arbeit betrachteten Stufenzahlen dargestellt. Die darin rot aufgeführten ZK kennzeichnen das jeweils hohe Temperaturniveau, die blauen ZK kennzeichnen das jeweils niedrige Temperaturniveau. Bei der vierstufigen Variante fällt ausschließlich im Nachkühler Abwärme auf hohem Temperaturniveau an.

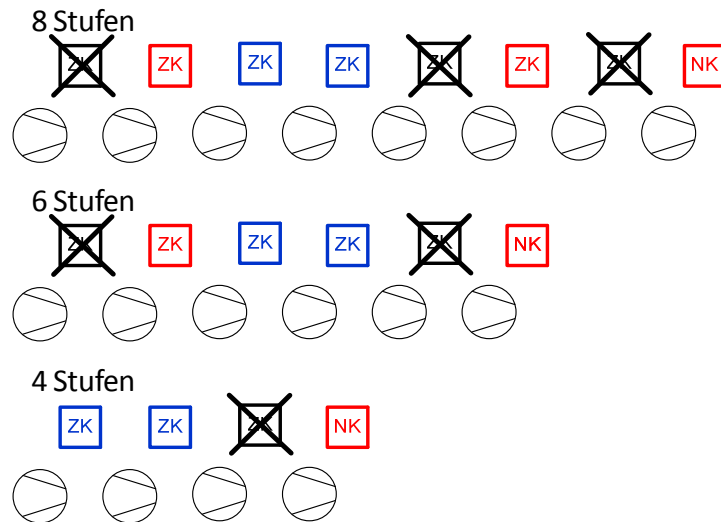


Abbildung 5.15: Verdichterkonfiguration 2, rot \triangleq Abwärme auf oberem Temperaturniveau, blau \triangleq Abwärme auf unterem Temperaturniveau

In Abbildung 5.16 sind alle Zielgrößen exemplarisch für Konfiguration 2 mit 6 Stufen in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck der Verdichter dargestellt. Der spezifische elektrische Bedarf w_{comp} steigt mit sinkendem Eintrittsdruck exponentiell an. Alle weiteren Zielgrößen zeigen einen ähnlichen Verlauf. Durch die oben beschriebene Positionierung der ZK kann erreicht werden, dass der Abwärmestrom auf dem höheren Temperaturniveau $q_{\text{wh,comp2}}$ drei- bis viermal größer ist als der Abwärmestrom auf dem niedrigeren Temperaturniveau $q_{\text{wh,comp1}}$. Die dazugehörigen Temperaturniveaus $t_{\text{wh,comp}i}$ liegen für $q_{\text{wh,comp1}}$ zwischen 70 °C und 121 °C und für $q_{\text{wh,comp2}}$ zwischen 102 °C und 223 °C. Alle Zielgrößen der untersuchten Stufenzahlen sind für beide Konfigurationen in Anhang A.6 dargestellt.

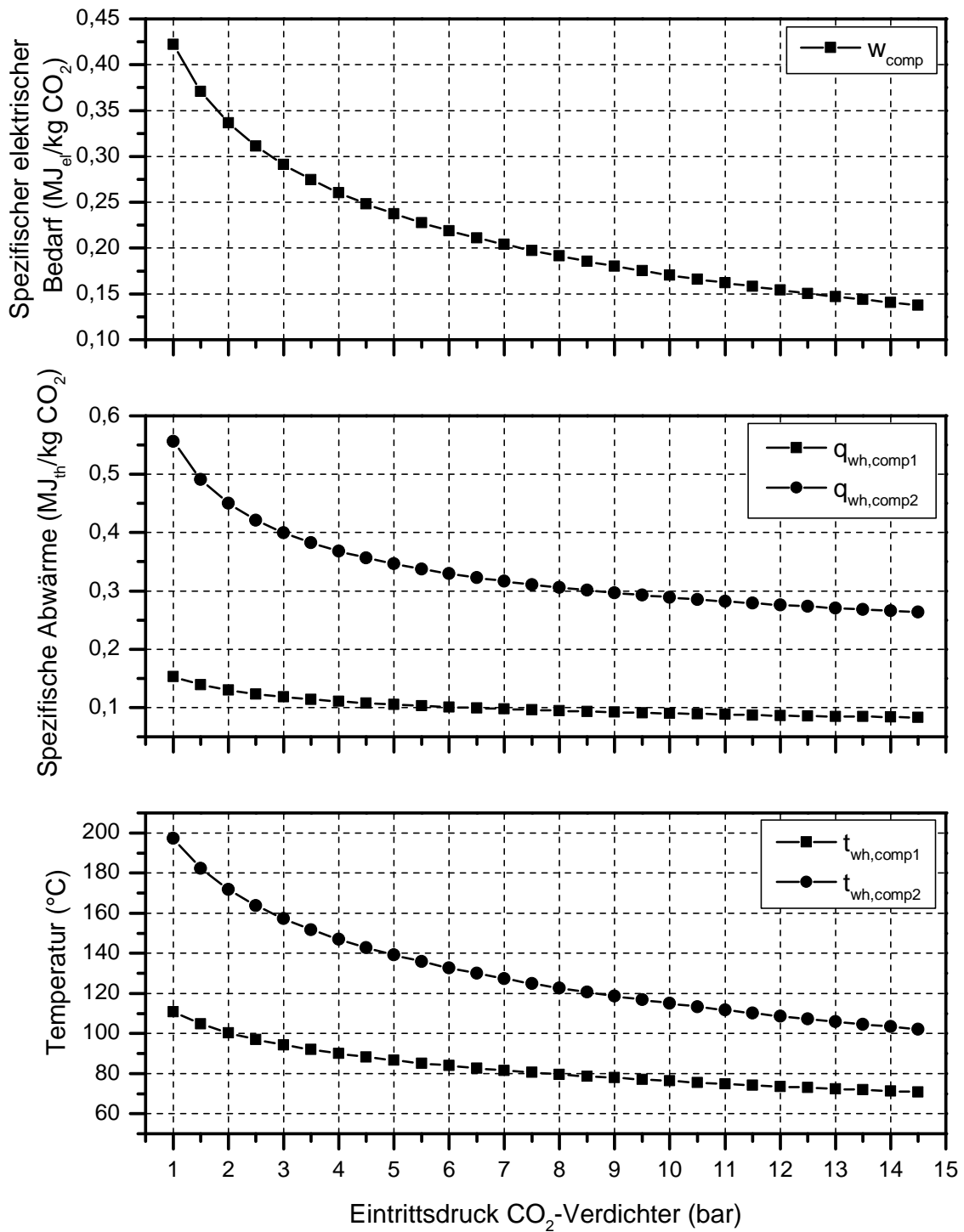


Abbildung 5.16: Zielgrößen der Verdichtersimulation für 6 Stufen, Konfiguration 2, Austrittsdruck 110 bar

Die ideale technische Verdichtungsarbeit w_t lässt sich für eine Stufe unter der Annahme idealen Gasverhaltens nach Gleichung (25) berechnen.

$$w_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{in} \left(\pi_{stage}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (25)$$

Dabei ist κ der Isentropenexponent, R die spezifische Gaskonstante und T_{in} die Eintrittstemperatur. Für mehrstufige Verdichter, bei denen der CO₂-Strom zwischen jeder Stufe auf die Eintrittstemperatur gekühlt wird, lässt sich daraus Gleichung (26) ableiten.

$$w_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{in} \left[\left(\sum_{i=1}^{n_{stage}} \pi_{stage_i}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) - n_{stage} \right] \quad (26)$$

Ein einfacher physikalischer Ansatz wie Gleichung (26) lässt keine einfache Möglichkeit zur Berücksichtigung von Verlusten zu. Aus diesem Grund wird für die Berechnung der Zielgrößen eines realitätsnahen Verdichtungsprozesses eine empirische Korrelation verwendet. Aufgrund der ähnlichen Kurvenverläufe kann der gleiche mathematische Ansatz für die Zielgrößen w_{comp} und $q_{wh,comp}$ in den Gleichungen (27) und (28) verwendet werden. Die Koeffizienten ergeben sich je nach Zielgröße, Verdichterkonfiguration und Stufenzahl.

$w_{comp} = a_{comp,w} \cdot p_{in}^{b_{comp,w}} + c_{comp,w}$	(27)																																																																													
$q_{wh,comp_i} = a_{comp,q_i} \cdot p_{in,comp}^{b_{comp,q_i}} + c_{comp,q_i}$	(28)																																																																													
	<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th colspan="3">Konfiguration 1 ($n_{ic} = n_{stage} - 1$)</th> <th colspan="3">Konfiguration 2 ($n_{ic} = \frac{1}{2} n_{stage}$)</th> </tr> <tr> <th></th> <th>8 Stufen</th> <th>6 Stufen</th> <th>4 Stufen</th> <th>8 Stufen</th> <th>6 Stufen</th> <th>4 Stufen</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$a_{comp,w}$</td> <td>935</td> <td>1025</td> <td>1056</td> <td>779,3</td> <td>848,4</td> <td>1002</td> </tr> <tr> <td>$b_{comp,w}$</td> <td>-0,1098</td> <td>-0,1052</td> <td>-0,1134</td> <td>-0,1531</td> <td>-0,1526</td> <td>-0,141</td> </tr> <tr> <td>$c_{comp,w}$</td> <td>-573,7</td> <td>-646,7</td> <td>-644,6</td> <td>-382,7</td> <td>-426,5</td> <td>-539,8</td> </tr> <tr> <td>$a_{comp,q1}$</td> <td>433,3</td> <td>549,1</td> <td>-20630</td> <td>90,05</td> <td>139,9</td> <td>256,4</td> </tr> <tr> <td>$b_{comp,q1}$</td> <td>-0,4401</td> <td>-0,3457</td> <td>5,006E-3</td> <td>-0,3729</td> <td>-0,2587</td> <td>-0,3772</td> </tr> <tr> <td>$c_{comp,q1}$</td> <td>214,1</td> <td>118,3</td> <td>21250</td> <td>36,09</td> <td>12,84</td> <td>11,47</td> </tr> <tr> <td>$a_{comp,q2}$</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>376,7</td> <td>456,4</td> <td>-384,2</td> </tr> <tr> <td>$b_{comp,q2}$</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-0,4585</td> <td>-0,3836</td> <td>0,1387</td> </tr> <tr> <td>$c_{comp,q2}$</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>187,6</td> <td>100</td> <td>802,4</td> </tr> </tbody> </table>		Konfiguration 1 ($n_{ic} = n_{stage} - 1$)			Konfiguration 2 ($n_{ic} = \frac{1}{2} n_{stage}$)				8 Stufen	6 Stufen	4 Stufen	8 Stufen	6 Stufen	4 Stufen	$a_{comp,w}$	935	1025	1056	779,3	848,4	1002	$b_{comp,w}$	-0,1098	-0,1052	-0,1134	-0,1531	-0,1526	-0,141	$c_{comp,w}$	-573,7	-646,7	-644,6	-382,7	-426,5	-539,8	$a_{comp,q1}$	433,3	549,1	-20630	90,05	139,9	256,4	$b_{comp,q1}$	-0,4401	-0,3457	5,006E-3	-0,3729	-0,2587	-0,3772	$c_{comp,q1}$	214,1	118,3	21250	36,09	12,84	11,47	$a_{comp,q2}$	-	-	-	376,7	456,4	-384,2	$b_{comp,q2}$	-	-	-	-0,4585	-0,3836	0,1387	$c_{comp,q2}$	-	-	-	187,6	100	802,4
	Konfiguration 1 ($n_{ic} = n_{stage} - 1$)			Konfiguration 2 ($n_{ic} = \frac{1}{2} n_{stage}$)																																																																										
	8 Stufen	6 Stufen	4 Stufen	8 Stufen	6 Stufen	4 Stufen																																																																								
$a_{comp,w}$	935	1025	1056	779,3	848,4	1002																																																																								
$b_{comp,w}$	-0,1098	-0,1052	-0,1134	-0,1531	-0,1526	-0,141																																																																								
$c_{comp,w}$	-573,7	-646,7	-644,6	-382,7	-426,5	-539,8																																																																								
$a_{comp,q1}$	433,3	549,1	-20630	90,05	139,9	256,4																																																																								
$b_{comp,q1}$	-0,4401	-0,3457	5,006E-3	-0,3729	-0,2587	-0,3772																																																																								
$c_{comp,q1}$	214,1	118,3	21250	36,09	12,84	11,47																																																																								
$a_{comp,q2}$	-	-	-	376,7	456,4	-384,2																																																																								
$b_{comp,q2}$	-	-	-	-0,4585	-0,3836	0,1387																																																																								
$c_{comp,q2}$	-	-	-	187,6	100	802,4																																																																								

$[w_{\text{comp}}] = \text{MJ}_{\text{el}}/\text{kg CO}_2$; $[q_{\text{wh,comp}}] = \text{MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2$; $[p_{\text{in,comp}}] = \text{bar}$;
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta w_{\text{comp,max}} = 1 \%$; $\Delta q_{\text{wh,comp,max}} = 1 \%$

Die CO₂-Temperaturen $t_{\text{wh,comp}_i}$ hinter dem ZK hängen von dem vorher umgesetzten Druckverhältnis und den polytropen Wirkungsgraden der stromaufwärts gelegenen Stufen ab. Dadurch, dass die Druckverhältnisse und Wirkungsgrade der einzelnen Stufen leicht variieren (vgl. Kapitel 4.2), ergeben sich für ein gleiches Temperaturniveau um $\pm 3 \text{ K}$ voneinander abweichende ZK-Austrittstemperaturen. Für die Berechnung wird eine gemittelte Temperatur für $t_{\text{wh,comp}_i}$ angenommen, die für jede Konfiguration in Abhängigkeit vom gemittelten Stufendruckverhältnis π_{stage} nach Gleichung (29) berechnet werden kann.

$$t_{\text{wh,comp}_i} = a_{\text{comp},t_i} \cdot \pi_{\text{stage}}^{b_{\text{comp},t_i}} + c_{\text{comp},t_i} \quad (29)$$

$$\pi_{\text{stage}} = \sqrt[n_{\text{stage}}]{P} \quad (30)$$

	Konfiguration 1 ($n_{\text{ic}} = n_{\text{stage}} - 1$)	Konfiguration 2 ($n_{\text{ic}} = \frac{1}{2} n_{\text{stage}}$)
	$t_{\text{wh,comp}}$	$t_{\text{wh,comp1}}$
$a_{\text{comp},t1}$	495	1615
$b_{\text{comp},t1}$	0,1776	0,05405
$c_{\text{comp},t1}$	-456,8	-1574
$a_{\text{comp},t2}$	-	1076
$b_{\text{comp},t2}$	-	0,1793
$c_{\text{comp},t2}$	-	-1041

$[t_{\text{wh,comp}}] = \text{°C}$; $[\pi_{\text{stage}}] = -$; $[n_{\text{stage}}] = -$; $[P] = -$;
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta t_{\text{wh,comp,max}} = 1 \%$

Die für einen bestimmten Abtrennungsprozess optimale Verdichterkonfiguration und Stufenanzahl hängt vom Potenzial der Wärmeintegration ab. Die Kennzahlen der Wärmeintegration sowie der Optimierungsalgorithmus für die CO₂-Verdichter werden in Kapitel 5.5 erläutert.

5.3 Leistungsverlust durch elektrische Verbraucher

Der Leistungsverlust durch elektrische Verbraucher ΔP_{aux} ergibt sich nach Gleichung (31).

$$\Delta P_{\text{aux}} = \left(\sum_{i=1}^{n_{\text{aux}}} w_{\text{aux}_i} \right) \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (31)$$

Dabei stellt n_{aux} die Summe der elektrischen Verbraucher innerhalb des CO₂-Abtrennungsprozesses und w_{aux_i} deren jeweiligen spezifischen elektrischen Bedarf (MJ_{el}/kg CO₂) dar. Die größten Verbraucher sind üblicherweise das Rauchgasgebläse zur Überwindung der rauchgasseitigen Druckverluste und die Lösungsmittelpumpen.

5.4 Leistungsverlust durch Kühlbedarf

Der Leistungsverlust durch Kühlwasserpumpen für den zusätzlichen Kühlbedarf ΔP_{cw} ergibt sich indirekt aus den spezifischen Kühlbedarfen q_{cool_i} (MJ_{th}/kJ CO₂) des CO₂-Abtrennungsprozesses und der CO₂-Verdichtung. Für die Umrechnung des erforderlichen Kühlwassermassenstroms \dot{m}_{cw} in einen elektrischen Leistungsverlust wird die Kennzahl φ verwendet, die in Gleichung (32) definiert ist. Dabei wird angenommen, dass im Kühlwasserkreislauf ein Druckverlust von 3 bar überwunden werden muss. Der verwendete kumulierte Antriebswirkungsgrad für die Kühlwasserförderung (Pumpe + Motor) beträgt 77 %.

$$\varphi = \frac{\Delta P_{\text{cw}}}{\dot{m}_{\text{cw}}} \quad (32)$$

$$\varphi = 3,882\text{E-}04;$$

$$[\varphi] = \text{MW}_{\text{el}}/(\text{kg/s}); [\Delta P_{\text{cw}}] = \text{MW}_{\text{el}}; [\dot{m}_{\text{cw}}] = \text{kg/s};$$

$$\text{Maximaler relativer Fehler: } \Delta\varphi_{\text{max}} = 0,1 \%$$

Der erforderliche Kühlwassermassenstrom lässt sich nach Gleichung (33) aus den spezifischen Kühlbedarfen berechnen.

$$\dot{m}_{\text{cw}} = \frac{(\sum_{i=1}^{n_{\text{cool}}} q_{\text{cool}_i}) \dot{m}_{\text{CO}_2}}{\Delta T_{\text{cw}} c_{p,\text{cw}}} \quad (33)$$

Dabei ist n_{cool} die Anzahl an spezifischen Kühlbedarfen $q_{\text{cool},i}$, ΔT_{CW} die Aufwärmspanne des Kühlwassers und $c_{p,\text{CW}}$ die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers. Die Kühlbedarfe umfassen alle Abwärmeströme aus CO_2 -Abrennung und CO_2 -Verdichtung, die nicht in den Kraftwerksprozess integriert werden können (vgl. Kapitel 5.5).

5.5 Leistungsgewinn durch Wärmeintegration

Durch die Integration von Abwärme in den Kraftwerksprozess können die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Wirkungsgradeinbußen reduziert werden. Als Wärmesenke eignet sich dabei vor allem die ND-Vorwärmstrecke des Kraftwerksprozesses (vgl. Kapitel 3.4.2).

Das Vorgehen zur Abschätzung des energetischen Potenzials der Wärmeintegration lässt sich in drei Problemstellungen gliedern:

- Abschätzung, wie viel Abwärme maximal in die ND-Vorwärmstrecke integriert werden kann;
- Berechnung, wie viel Abwärme effektiv, also auf passendem Temperaturniveau, zur Verfügung steht;
- Umrechnung der in Form thermischer Energie integrierten Abwärme in einen elektrischen Leistungsgewinn.

Wie bei der Berechnung des Leistungsverlusts durch Dampfentnahme in Kapitel 5.1 muss auch hier zwischen den Integrationsvarianten Nachrüstung und Neubau unterschieden werden. Da sich die dabei verwendeten Ansätze ähneln, erfolgt eine detaillierte Erläuterung nur für die Integrationsvariante Nachrüstung.

5.5.1 Nachrüstung

Die maximal integrierbare spezifische Abwärme $q_{\text{hi,max}}$ ($\text{MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2$) lässt sich anhand des maximalen Kondensatmassenstroms stromabwärts der Kondensatpumpe $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ (siehe Erläuterungen zu Gleichung (39)) und der maximal möglichen Aufwärmspanne $\Delta t_{\text{cond,max}}$ nach Gleichung (34) berechnen.

$$q_{\text{hi,max}} = \frac{\dot{m}_{\text{cond,max}} \bar{c}_p \Delta t_{\text{cond,max}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2}} \quad (34)$$

$$\Delta t_{\text{cond,max}} = t_{\text{cond,up}} - t_{\text{cond,low}} \quad (35)$$

Dabei ist \bar{c}_p die spezifische mittlere Wärmekapazität des Kondensats. Die maximal mögliche Aufwärmspanne $\Delta t_{\text{cond,max}}$ lässt sich anhand des t, \dot{Q} -Diagramms aus Abbildung 5.17 erläutern. Sie ergibt sich zum einen aus der maximalen Temperatur des durch Abwärme aufgewärmten Kondensats $t_{\text{cond,up}}$ (Gleichung (36)) und zum anderen aus $t_{\text{cond,low}}$ (Gleichung (38)).

$$t_{\text{cond,up}} = \max \left((t_{\text{hi,up}} - \Delta T_{\text{hi,up}}), (t_{\text{fwt}} - \Delta T_{\text{fwt}}) \right) \quad (36)$$

Dabei ist $\Delta T_{\text{hi,up}}$ die obere Grädigkeit im Abwärmeübertrager, t_{fwt} die Speisewassertemperatur am Austritt des SWB und ΔT_{fwt} die notwendige Unterkühlung des Kondensats vor Eintritt in den SWB. t_{fwt} lässt sich mit der empirischen Gleichung (37) für verschiedene ÜSD-A berechnen.

$$t_{\text{fwt}} = a_{\text{fwt}} \cdot p_{\text{IPLP}}^{b_{\text{fwt}}} \quad (37)$$

$$a_{\text{fwt}} = 140,58; b_{\text{fwt}} = 0,1377;$$

$$[t_{\text{fwt}}] = \text{°C}; [p_{\text{IPLP}}] = \text{bar};$$

$$\text{Maximaler absoluter Fehler: } \Delta t_{\text{fwt,max}} = 3 \text{ K}$$

Die Kondensattemperatur am Austritt der Kondensatpumpe $t_{\text{cond,low}}$ ergibt sich aus der empirischen Gleichung (38) in Abhängigkeit vom Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt p_{cond} und vom spezifischen Wärmebedarf q_{reb} .

$$t_{\text{cond,low}} = \frac{a_{\text{hi,cond}} p_{\text{cond}} + b_{\text{hi,cond}} q_{\text{reb}} + c_{\text{hi,cond}} p_{\text{cond}} q_{\text{reb}}}{d_{\text{hi,cond}} + p_{\text{cond}}} \quad (38)$$

$$a_{\text{hi,cond}} = 85,91; b_{\text{hi,cond}} = 49,78; c_{\text{hi,cond}} = -8,557; d_{\text{hi,cond}} = 73,77;$$

$$[t_{\text{cond,low}}] = \text{°C}; [p_{\text{cond}}] = \text{mbar}; [q_{\text{reb}}] = \text{M}]_{\text{th}}/\text{kg CO}_2;$$

$$\text{Maximaler absoluter Fehler: } \Delta t_{\text{cond,low,max}} = 3 \text{ K}$$

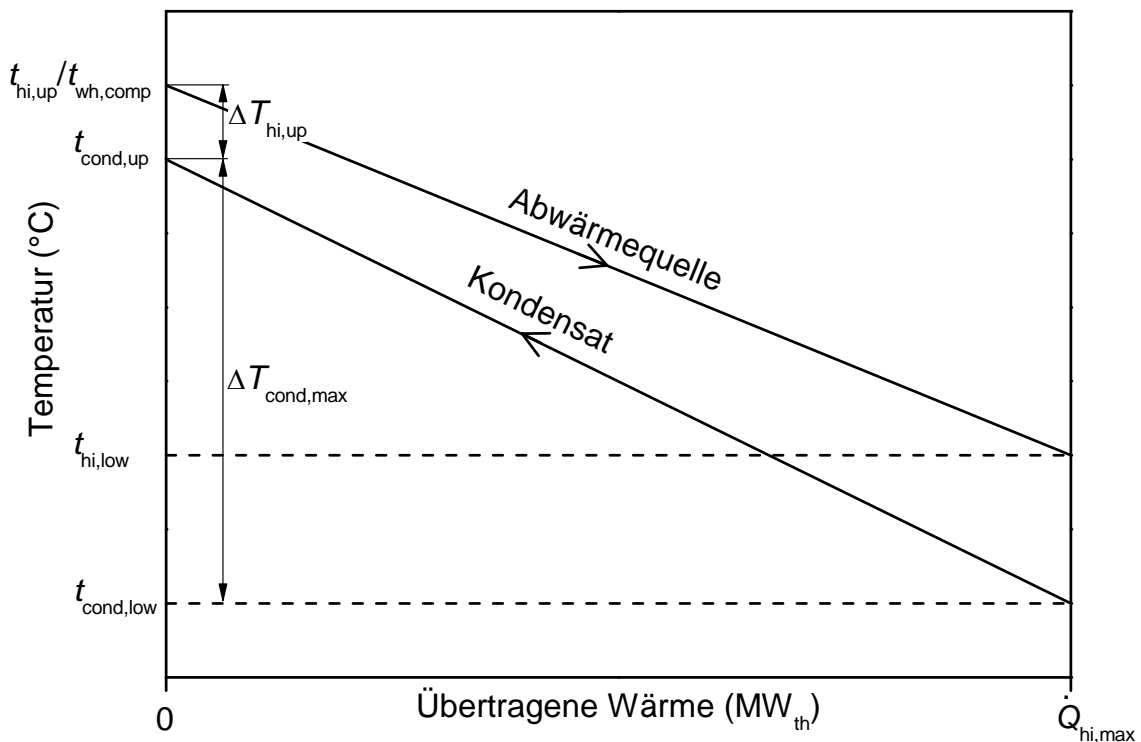


Abbildung 5.17: Qualitatives t, \dot{Q} -Diagramm für die Wärmeintegration in die ND-Vorwärmstrecke

Der maximale Kondensatmassenstrom $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ aus Gleichung (34) ergibt sich genau dann, wenn alle Turbinenanzapfungen zur Kondensatvorwärmung geschlossen sind, sodass der gesamte ND-Dampf, der in die ND-Fluten eintritt, auch den Kondensator passiert. $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ hängt nicht nur vom Wärmebedarf der Abtrennungsanlage q_{reb} ab, sondern auch von der maximalen Temperatur des durch Abwärme aufgewärmten Kondensats $t_{\text{cond,up}}$. Bei kleinen Werten für $t_{\text{cond,up}}$, die mit der Abwärmequelle erreicht werden, ist zusätzlicher Anzapfdampf für die weitere Vorwärmung des Kondensats notwendig, der nicht den Kondensator passiert und somit $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ reduziert. Für unterschiedliche ÜSD-A ergeben sich aufgrund der Optimierung der Anzapfdrucke (vgl. Kapitel 4.1.4) unterschiedliche Anzapfmasenströme. Die daraus resultierende Änderung von $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ wird über den Korrekturfaktor $C_{\text{cond,max}}$ berücksichtigt, sodass $\dot{m}_{\text{cond,max}}$ mit den empirischen Gleichungen (39) und (40) berechnet werden kann.

$$\dot{m}_{\text{cond,max}} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \frac{(a_{\text{hi,m}} q_{\text{reb}} + b_{\text{hi,m}}) t_{\text{cond,up}} + c_{\text{hi,m}} q_{\text{reb}} + d_{\text{hi,m}}}{CCR} \cdot C_{\text{cond,max}} \quad (39)$$

$$C_{\text{cond,max}} = a_{\text{c,cond,max}} (p_{\text{IPLP}} + b_{\text{c,cond,max}}) q_{\text{reb}}^2 + 1 \quad (40)$$

$$a_{hi,m} = -6,113E-04; b_{hi,m} = 4,436 E-03; c_{hi,m} = -0,2819; d_{hi,m} = 2,035$$

$$a_{c,cond,max} = 1,9E-03; b_{c,cond,max} = -5,4;$$

$$[\dot{m}_{cond,max}] = \text{kg/s}; [\dot{m}_{CO_2}] = \text{kg/s CO}_2 \text{ (abgetrennt)}; [q_{reb}] = \text{MJ}_{th}/\text{kg CO}_2;$$

$$[t_{cond,up}] = \text{°C}; [CCR] = -; [p_{IPLP}] = \text{bar};$$

$$\text{Maximaler relativer Fehler: } \Delta \dot{m}_{cond,max} = 3 \%$$

Die maximal integrierbare spezifische Wärme $q_{hi,max}$ hängt, wie oben gezeigt, von zahlreichen Einflussgrößen ab. In Abbildung 5.18 ist $q_{hi,max}$ exemplarisch für einen Kondensatordruck von 40 mbar und einen MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt von 5 bar für verschiedene spezifische Wärmebedarfe in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme dargestellt. Es wird deutlich, dass $q_{hi,max}$ bis zu einer oberen Temperatur der Abwärme von 170 °C annähernd linear mit $t_{hi,up}$ ansteigt. Die Steigung ist dabei abhängig vom spezifischen Wärmebedarf. Je mehr Wärme für die Lösungsmittelregeneration entnommen wird, desto weniger Massenstrom passiert den Kondensator. Ab einer Temperatur von 170 °C bleibt $q_{hi,max}$ konstant, da die minimale Unterkühlung des Kondensats vor Eintritt in den SWB erreicht wird.

Die tatsächlich integrierte Wärme $q_{hi,used}$ ergibt sich nach Gleichung (41) entweder aus der nutzbaren Abwärme q_{hi} oder aus der maximal integrierbaren Abwärme $q_{hi,max}$.

$$q_{hi,used} = \min (q_{hi,max}, q_{hi}) \tag{41}$$

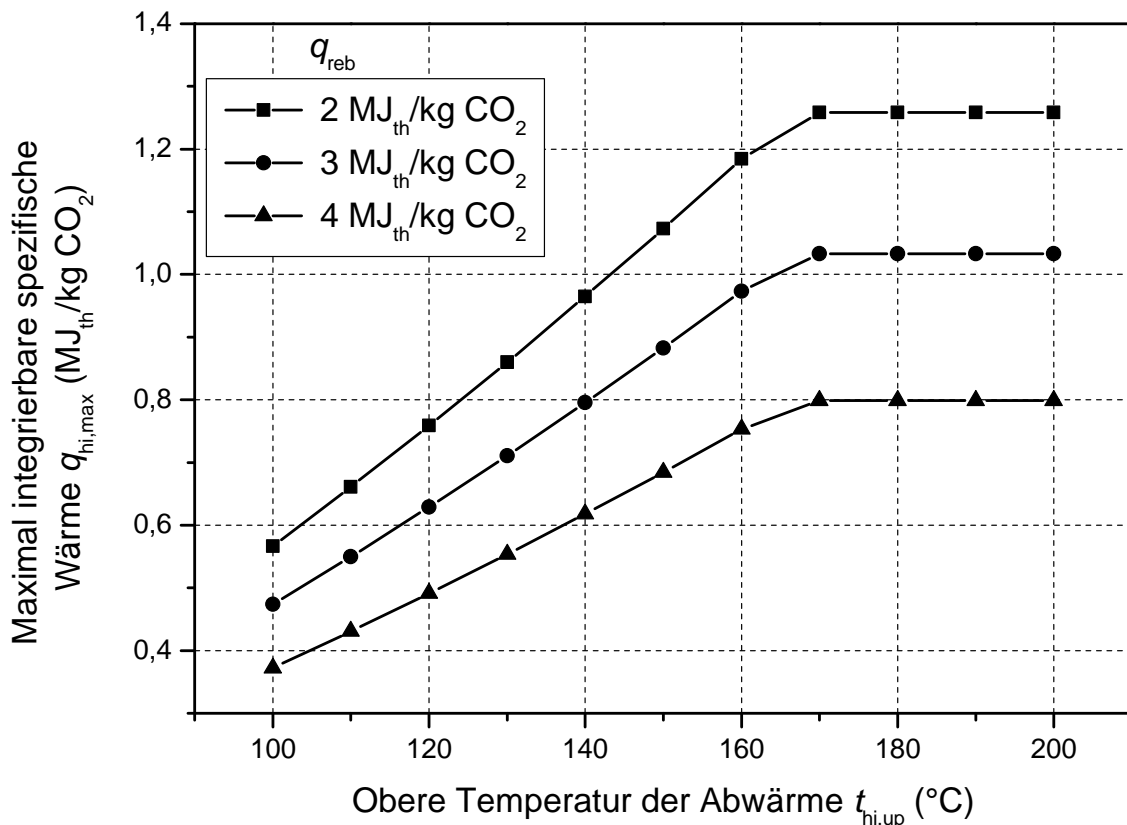


Abbildung 5.18: Maximal integrierbare spezifische Wärme in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme für verschiedene spezifische Wärmebedarfe, Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt 40 mbar, MD/ND-Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, CO₂-Abtrennrage 0,9, Nachrüstung

Die in Form von thermischer Energie \dot{Q}_{hi} integrierte Abwärme bedarf einer Umrechnung in den elektrischen Leistungsgewinn ΔP_{hi} in Gleichung (7). Dazu wird in Anlehnung an den PLF ein *Power Gain Factor* (PGF) nach Gleichung (42) definiert.

$$\sigma_{hi} = \frac{\Delta P_{hi}}{\dot{Q}_{hi}} = \frac{\Delta P_{hi}}{q_{hi} \dot{m}_{CO_2}} \quad (42)$$

Der PGF hängt, wie in Abbildung 5.19 dargestellt, im Wesentlichen vom Temperaturniveau $t_{hi,up}$ der verfügbaren Abwärme ab. Bei kleinem $t_{hi,up}$ werden nur die Anzapfungen auf sehr niedrigem Druckniveau entlastet, sodass der PGF einen kleinen Wert annimmt. Bei hohem $t_{hi,up}$ hingegen werden höherkalorische Turbinenanzapfungen entlastet, woraus ein hoher PGF resultiert.

Hohe Wärmebedarfe führen zu einem hohen PGF. Der Grund dafür ist eine hohe Druckabsenkung aller Anzapfdampfmassenströme in der ND-Turbine. Damit fallen

auch die Temperaturniveaus in den ND-Vorwärmern. Da jedoch der SWB von einer MD-Turbinenanzapfung gespeist wird, hat der Wärmebedarf keinen Einfluss auf das Druck- und Temperaturniveau des SWB. Bei kleineren Temperaturniveaus in den ND-Vorwärmern werden die Anzapfungen stromaufwärts der ND-Turbinen stärker beansprucht. Durch Wärmeintegration können diese Anzapfungen wieder entlastet werden, sodass sich für hohe Wärmebedarfe ein hoher PGF ergibt.

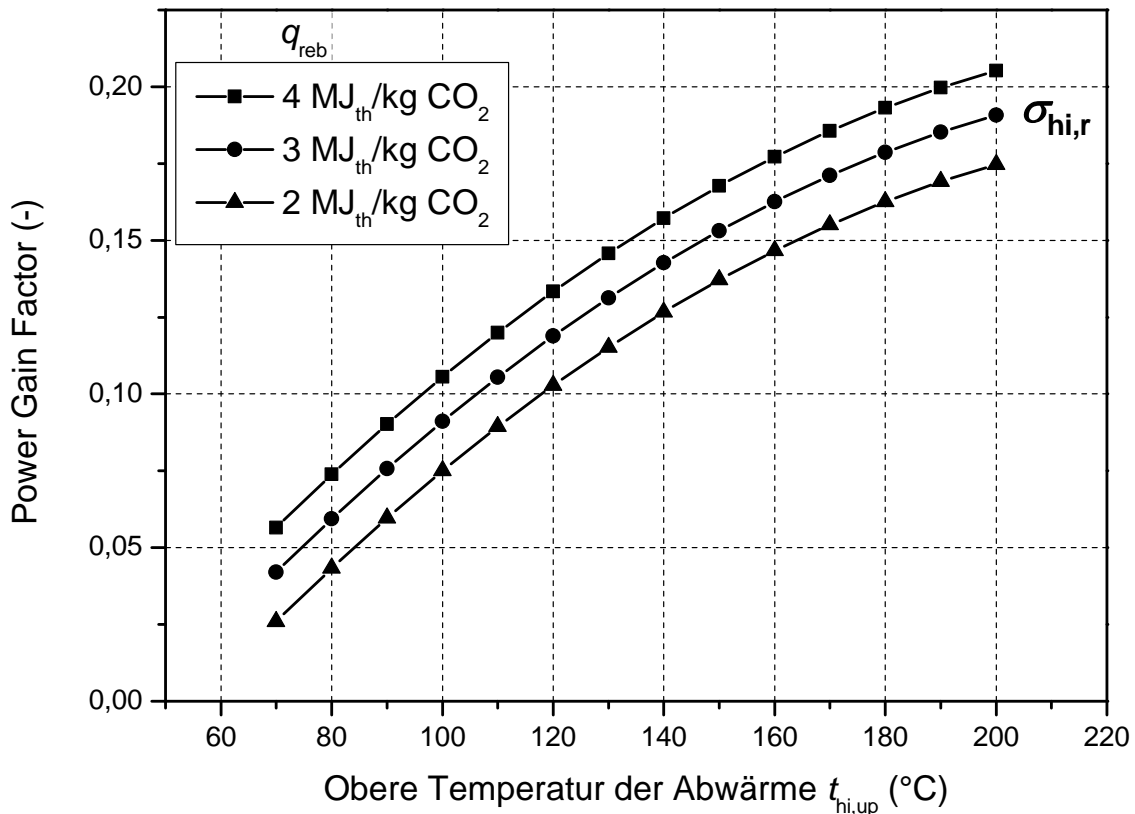


Abbildung 5.19: PGF in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme für verschiedene Wärmebedarfe q_{reb} , Nachrüstung

Da die ND-Anzapfungen bei der Wärmeintegration entlastet bzw. abgeschaltet werden, verbleibt zusätzlicher Dampf zur Leistungssteigerung in den ND-Turbinen. Die umgesetzte Leistung in den Turbinen hängt vom abgebauten Enthalpiegefälle ab. Da das abgebaute Enthalpiegefälle vom Kondensatordruck abhängt, beeinflusst der Kondensatordruck auch den PGF, sodass für die Bestimmung des PGF der Korrekturfaktor $C_{hi,cond}$ herangezogen wird. Dieser ist in Abbildung 5.20 in Abhängigkeit vom Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt p_{cond} dargestellt. Für die Erhöhung von p_{cond} von 40 mbar auf 50 mbar wird der PGF beispielsweise um den Faktor 0,9 reduziert.

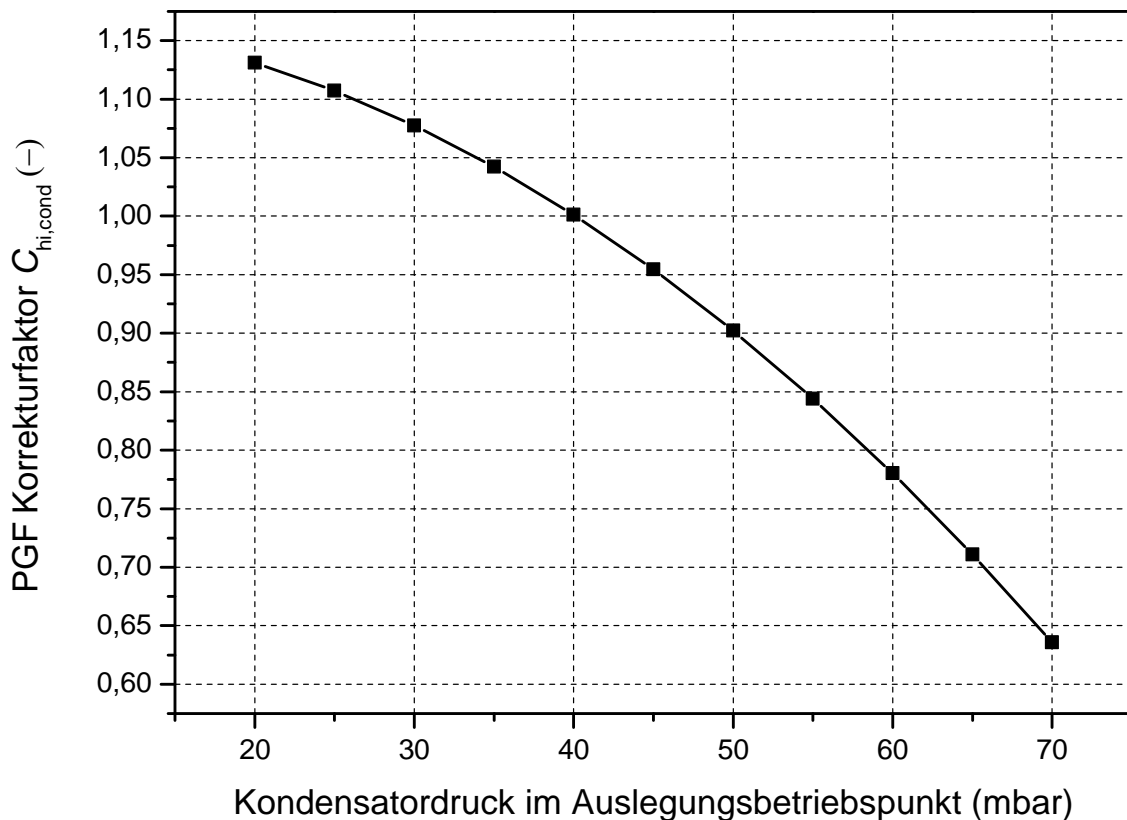


Abbildung 5.20: PGF Korrekturfaktor $C_{hi,cond}$ in Abhängigkeit vom Kondensatordruck im Auslegungsbetriebspunkt, Nachrüstung

Die Berechnung des PGF erfolgt über die empirischen Gleichungen (43) und (44).

$$\sigma_{hi,r} = (a_{hi,r} + b_{hi,r} q_{reb} + c_{hi,r} t_{hi,up} + d_{hi,r} q_{reb}^2 + e_{hi,r} t_{hi,up}^2) \cdot C_{hi,cond} \quad (43)$$

$$C_{hi,cond} = a_{hi,cond} p_{cond}^2 + b_{hi,cond} p_{cond} + c_{hi,cond} \quad (44)$$

$a_{hi,r} = -0,1594$; $b_{hi,r} = 0,01977$; $c_{hi,r} = 2,47E-03$; $d_{hi,r} = -7,52E-04$;
 $e_{hi,r} = -4,91E-06$; $a_{hi,cond} = -1,137E-04$; $b_{hi,cond} = -3,267E-04$;
 $a_{hi,cond} = 1,17$;
 $[\sigma_{hi,r}] = -$; $[q_{reb}] = \text{MJ/kg CO}_2$; $[t_{hi,up}] = \text{°C}$; $[C_{hi,cond}] = -$; $[p_{cond}] = \text{mbar}$;
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta\sigma_{hi,r,max} = 4 \%$

5.5.2 Neubau

Die Bestimmung des Leistungsgewinns durch Wärmeintegration lässt sich für die Integrationsvariante Neubau mit wenigen Ausnahmen aus Kapitel 5.5.1 übernehmen

men. Die Unterschiede werden im Folgenden erläutert. Da bei der Integrationsvariante Neubau der Kondensatordruck bei Dampfentnahme dem Auslegungswert entspricht, ist die Kondensattemperatur $t_{\text{cond,low}}$ gleich der Sättigungstemperatur des gewählten Kondensatordrucks, sodass Gleichung (38) entfällt. Anstelle von Gleichung (35) wird für die Berechnung der maximal möglichen Aufwärmspanne $\Delta t_{\text{cond,max}}$ Gleichung (45) verwendet, in der die Temperaturerhöhung durch die Kondensatpumpe vernachlässigt wird.

$$\Delta t_{\text{cond,max}} = t_{\text{cond,up}} - t_{\text{sat}}(p_{\text{cond}}) \quad (45)$$

Die maximal integrierbare Abwärme $q_{\text{hi,max}}$ lässt sich auf gleiche Weise wie für die Integrationsvariante Nachrüstung innerhalb der angegebenen Genauigkeit berechnen.

Da die Vorwärmstrecke für den Betrieb mit Dampfentnahme ausgelegt wird, hat der Wärmebedarf für die Integrationsvariante Neubau keinen Einfluss auf den PGF. Der Einfluss des oberen Temperaturniveaus $t_{\text{hi,up}}$ auf den PGF ist für verschiedene Kondensatordrücke p_{cond} in Abbildung 5.21 dargestellt. Wie in Kapitel 5.5.1 erläutert, führt ein hoher Wert für $t_{\text{hi,up}}$ und ein kleiner Wert für p_{cond} zu einem hohen PGF.

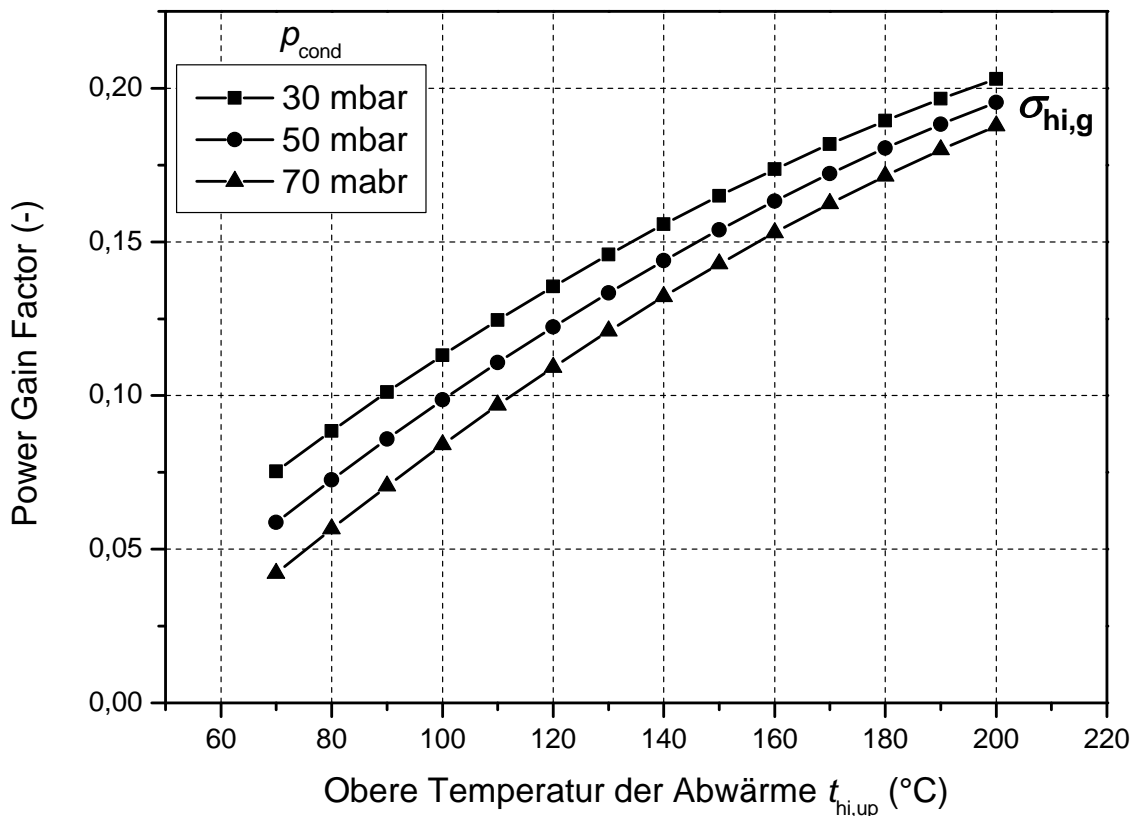


Abbildung 5.21: PGF in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme für verschiedene Kondensatordrücke p_{cond} , Neubau

Der PGF für Neubau lässt sich nach Gleichung (46) anstelle von Gleichung (43) berechnen.

$$\sigma_{hi,g} = a_{hi,g} t_{hi,up} + b_{hi,g} p_{cond} + c_{hi,g} t_{hi,up}^2 + d_{hi,g} t_{hi,up} p_{cond} \quad (46)$$

$a_{hi,g} = 1,626E-03$; $b_{hi,g} = -1,074E-03$; $c_{hi,g} = -2,77E-06$; $d_{hi,g} = 3,47E-06$;
 $[\sigma_{hi,g}] = -$; $[t_{hi,up}] = \text{°C}$; $[p_{cond}] = \text{mbar}$;
 Maximaler relativer Fehler: $\Delta\sigma_{hi,g,max} = 2 \%$

5.5.3 Optimierte Berücksichtigung mehrerer Abwärmequellen

Die im Folgenden erläuterte Berücksichtigung mehrerer Abwärmequellen gilt sowohl für Neubau als auch für den Nachrüstfall. Falls mehrere Abwärmequellen zur Verfügung stehen, konkurrieren diese insofern, als die gesamte integrierbare Wärmemenge begrenzt ist. Um die energetisch bestmögliche Abwärmeausnutzung zu gewährleisten, sollten zwei wesentliche Punkte beachtet werden:

- Abwärmequellen, die ohne zusätzlichen energetischen Aufwand zur Verfügung stehen, sollten bevorzugt verwendet werden.
- Abwärmequellen auf hohem Temperaturniveau sollten bevorzugt verwendet werden.

Aus diesen beiden Punkten resultiert eine Berechnungsanweisung für die tatsächlich integrierte Abwärme $q_{hi,used}$ aus einer Abwärmequelle i , die in Gleichung (47) mathematisch beschrieben ist. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Abwärmequellen unter Berücksichtigung der beiden oben aufgeführten Punkte sortiert sind. D. h., dass die Abwärmequelle auf dem höchsten Temperaturniveau, die ohne zusätzlichen Aufwand zur Verfügung steht, den Index $i = 1$ erhält.

$$q_{hi,used_i} = \max \left\{ 0, \left[\min \left(q_{hi,max_i} - \sum_{k=1}^{i-1} q_{hi,used_k}, q_{hi_i} \right) \right] \right\} \quad (47)$$

Dabei ist q_{hi} die nutzbare spezifische Abwärme und $q_{hi,max}$ die maximal integrierbare spezifische Abwärme. Die Summe aller $q_{hi,used_i}$ ergibt die gesamte integrierte spezifische Abwärme. Unter Anwendung dieser Berechnungsanweisung gelingt es, das maximale Potential der Wärmeintegration unter Nutzung verschiedener Abwärmequellen zu berechnen. Die Umrechnung der aus jeder Quelle integrierten Abwärme in den entsprechenden Leistungsgewinn erfolgt so wie in den Kapiteln 5.5.1 und 5.5.2 erläutert. Die verfügbare, aber nicht integrierte spezifische Abwärme $q_{cw,hi}$ (Gleichung (48)) wird dem Kühlbedarf zugeschlagen und nach Kapitel 5.4 in einen elektrischen Leistungsverlust umgerechnet.

$$q_{cw,hi_i} = q_{hi_i} - q_{hi,used_i} \quad (48)$$

Die Menge und das Temperaturniveau der Abwärme aus der CO₂-Verdichtung kann durch Reduktion der Zwischenkühleranzahl erhöht werden. Da dies jedoch auch eine Steigerung der elektrischen Antriebsleistung zur Folge hätte, zählt die Abwärme aus der CO₂-Verdichtung zu den nicht bevorzugten Abwärmequellen. Mit der oben beschriebenen Berechnungsanweisung lässt sich bei Kenntnis aller sonstigen verfügbaren Abwärmequellen die energetisch optimale Verdichterkonfiguration ermitteln.

5.6 Implementierung der Korrelationen

Die in dieser Arbeit entwickelten Korrelationen ermöglichen eine Gesamtprozessbewertung und -optimierung ohne die Notwendigkeit eines detaillierten Modells des Kraftwerksprozesses oder der CO₂-Verdichtung. In einer Beispielrechnung in

Anhang A.7 werden die Korrelationen für einen angenommenen CO₂-Abtrennungsprozess unter Angabe der wichtigsten Zwischenergebnisse angewendet. An der Anzahl der notwendigen Rechenschritte wird deutlich, dass eine manuelle Anwendung der Korrelationen nur für einzelne Betriebspunkte einer CO₂-Abtrennung sinnvoll ist. Eine Optimierung des CO₂-Abtrennungsprozesses durch Sensitivitätsanalysen variabler Parameter ist nur unter zeitlich erheblichem Aufwand durchführbar. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein VBA-basiertes¹⁵ Programm erstellt, das über eine einfache Oberfläche in *Microsoft Excel*® bedienbar ist. Es enthält neben allen Korrelationen und dem Optimierungsalgorithmus für die Wärmeintegration auch die Möglichkeit, den Einfluss zahlreicher Randbedingungen auf den Gesamtprozess zu quantifizieren. Viele Simulationsprogramme bieten für *Microsoft Excel*® eine bereits implementierte Schnittstelle, sodass das in dieser Arbeit erstellte Programm direkt mit dem gewählten Simulationsprogramm verknüpft werden kann. Dadurch, dass alle verwendeten Gleichungen analytisch lösbar sind, erfordern die Berechnungen keine rechenintensiven Iterationen. Folglich sind bei der Verknüpfung keine erhöhten Rechenzeiten zu erwarten, sodass auch umfangreiche Sensitivitätsanalysen oder Parametervariationen unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses ohne zusätzlichen Zeitaufwand durchgeführt werden können.

¹⁵ VBA – *Visual Basic for Applications*

6 GESAMTPROZESSUNTERSUCHUNG UNTER ANWENDUNG DER KORRELATIONEN

Die erzeugten Korrelationen werden im Folgenden sowohl zur Quantifizierung des Einflusses von Randbedingungen als auch für beispielhafte Gesamtprozessberechnungen und -optimierungen angewendet.

6.1 Einfluss ausgewählter Randbedingungen auf den Gesamtprozess

Die Einflüsse der wichtigsten Randbedingungen auf den Gesamtprozess werden für die Integrationsvarianten Neubau und Nachrüstung anhand der Sensitivitätsanalyse in Abbildung 6.1 dargestellt. Für die Dampfentnahme des CO₂-Abtrennungsprozesses wird dabei ein Wärmebedarf von 3,0 MJ_{th}/kg CO₂ und eine Reboilertemperatur von 120 °C angenommen. Alle ausgewählten Randbedingungen (mit Ausnahme der spezifischen CO₂-Emissionen¹⁶) werden um ±50 % variiert und die absolute Änderung des Nettowirkungsgradverlusts berechnet.

Da die Erläuterungen zu den einzelnen Randbedingungen für beide Integrationsvarianten identisch sind, wird im Folgenden nur auf die Ergebnisse für die Integrationsvariante Nachrüstung eingegangen. Zusätzlich werden die entsprechenden Zahlenwerte der einzelnen Sensitivitäten für Neubau angegeben.

¹⁶ Für die spezifischen CO₂-Emissionen ergeben sich die maximalen relativen Änderungen gemäß Tabelle 4.5.

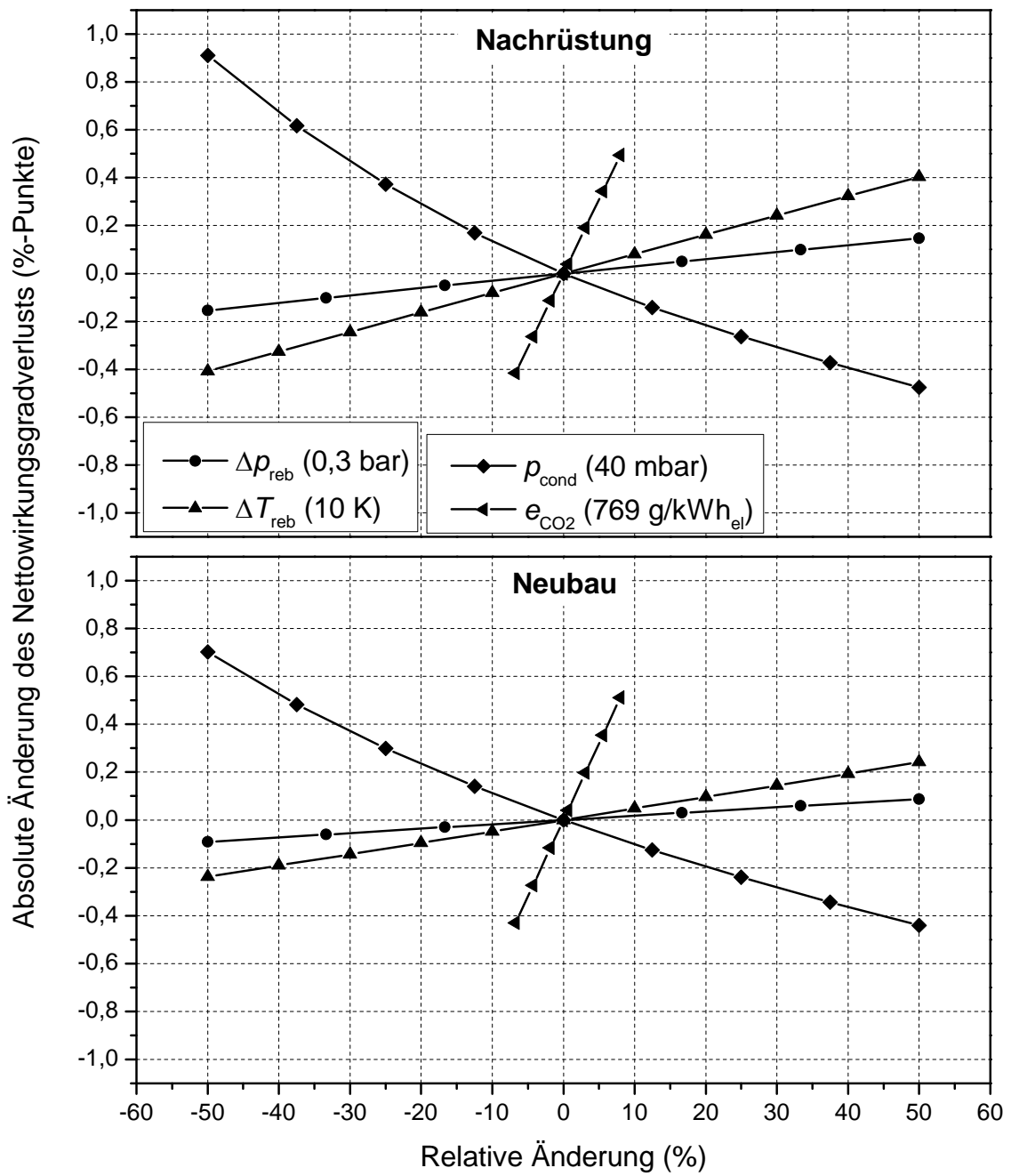


Abbildung 6.1: Einfluss ausgewählter Randbedingungen auf den Wirkungsgradverlust für Nachrüstung (oben) und Neubau (unten), Wärmebedarf 3,0 MJ/kg CO₂, Reboilertemperatur 120 °C

Δp_{reb}

Der Einfluss des Druckverlusts in der Dampfleitung zum Reboiler auf den Nettowirkungsgradverlust ist auf die Änderung der erforderlichen Qualität des Entnahmedampfes zurückzuführen. Eine Vergrößerung von Δp_{reb} von 0,3 bar auf 0,45 bar resultiert im dargestellten Beispiel in einem um 0,15 %-Punkte erhöhten Nettowirkungsgradverlust. Damit ergibt sich eine durchschnittliche Sensitivität von 1,0 %-Punkten pro bar Druckverlust (für Neubau: 0,6 %-Punkte pro bar Druckverlust).

ΔT_{reb}

Ebenso wie der Druckverlust in der Dampfleitung zum Reboiler beeinflusst die Grädigkeit im Reboiler die erforderliche Qualität des Entnahmedampfes. Aus dem annähernd linearen Verlauf in Abbildung 6.1 ergibt sich eine Sensitivität von etwa 0,08 %-Punkten pro Kelvin Grädigkeit (für Neubau: 0,04 %-Punkte pro Kelvin Grädigkeit).

p_{cond}

Ein niedriger Kondensatordruck wirkt sich, wie in Kapitel 5.1.1 erläutert, zwar stets wirkungsgradsteigernd aus, führt jedoch im Falle einer Dampfantnahme zu größeren Wirkungsgradverlusten. Die Sensitivität ist nicht linear und liegt für den in Abbildung 6.1 betrachteten Bereich durchschnittlich bei 0,035 %-Punkten pro mbar Kondensatordruck (für Neubau: 0,029 %-Punkte pro mbar Kondensatordruck).

e_{CO_2}

Die spezifischen CO_2 -Emissionen (ohne CO_2 -Abtrennung) können je nach eingesetzter Kohle variieren¹⁷. Anhand von Abbildung 6.1 wird deutlich, dass sich für den Gesamtprozess bei einer Steigerung der spezifischen Emissionen um 8 % (von 769 g/kWh_{el} auf 830 g/kWh_{el} ohne CO_2 -Abtrennung) ein um 0,5 %-Punkte gesteigerter Nettowirkungsgradverlust bei sonst identischen Schnittstellengrößen

¹⁷ Ein daraus möglicherweise resultierender veränderter CO_2 -Anteil im Rauchgas kann die Schnittstellengrößen einer CO_2 -Abtrennungsanlage direkt beeinflussen. Aus diesem Grund muss bei einem Vergleich unterschiedlicher PCC-Verfahren darauf geachtet werden, dass identische Rauchgaszusammensetzungen verwendet werden.

ergibt. Aus dem linearen Verlauf in Abbildung 6.1 lässt sich eine Sensitivität von 0,08 %-Punkten pro 10 g/kWh_{el} ermitteln (für Neubau: 0,08 %-Punkte pro 10 g/kWh_{el}).

Alle dargestellten Sensitivitäten gelten nur für einen bestimmten Wärmebedarf und eine bestimmte Reboilertemperatur. Dadurch, dass sich die Randbedingungen gegenseitig beeinflussen und darüber hinaus von den Schnittstellengrößen abhängen, können die durchschnittlich ermittelten Sensitivitäten nur zur groben Abschätzung verwendet werden.

6.2 Wirkungsgradpotenzial der Wärmeintegration

Wie in Kapitel 5.5 erläutert, hängt das Potenzial der Wärmeintegration von zahlreichen Randbedingungen ab. Die maximal mögliche Nettowirkungsgradsteigerung durch Wärmeintegration ist in Abbildung 6.2 beispielhaft für verschiedene Wärmebedarfe in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme $t_{hi,up}$ aufgetragen. Es zeigt sich, dass eine höhere Temperatur $t_{hi,up}$ zu größeren Wirkungsgradpotenzialen führt. Dies liegt an der steigenden maximal integrierbaren Abwärme. Das Maximum wird durch das Temperaturniveau des SWB festgelegt¹⁸ (vgl. Abbildung 5.18).

Der Wärmebedarf beeinflusst den als Wärmesenke genutzten Kondensatmassenstrom, sodass die integrierbare Wärme mit steigendem Wärmebedarf abnimmt. Aus Abbildung 6.2 geht jedoch hervor, dass das Wirkungsgradpotenzial für kleine $t_{hi,up}$ nur geringfügig vom Wärmebedarf abhängt. Dies kann auf den PGF aus Abbildung 5.19 zurückgeführt werden. Der PGF sinkt mit abnehmendem Wärmebedarf, sodass der Vorteil der steigenden maximal integrierbaren Wärme z. T. kompensiert wird.

Für das in Abbildung 6.2 dargestellte Wirkungsgradpotenzial werden keine zusätzlichen Bedarfe berücksichtigt, die zur Bereitstellung der Abwärme auftreten kön-

¹⁸ Die höchste Temperatur im CO₂-Abtrennungsprozess stellt die Reboilertemperatur dar. Somit ist auch die maximale vorliegende obere Temperatur der Abwärme aus dem CO₂-Abtrennungsprozess durch die Reboilertemperatur begrenzt. Die optimalen Temperaturen der Abwärme aus der CO₂-Verdichtung liegen unterhalb des Temperaturniveaus des SWB (vgl. Kapitel 4.1.5).

nen. Für die Nutzung von Abwärme aus der CO₂-Verdichtung muss z. B. ein ggf. erhöhter elektrischer Bedarf einbezogen werden. Eine Wirkungsgradsteigerung von mehr als 1 %-Punkt durch Wärmeintegration unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses ist daher als unrealistisch einzustufen.

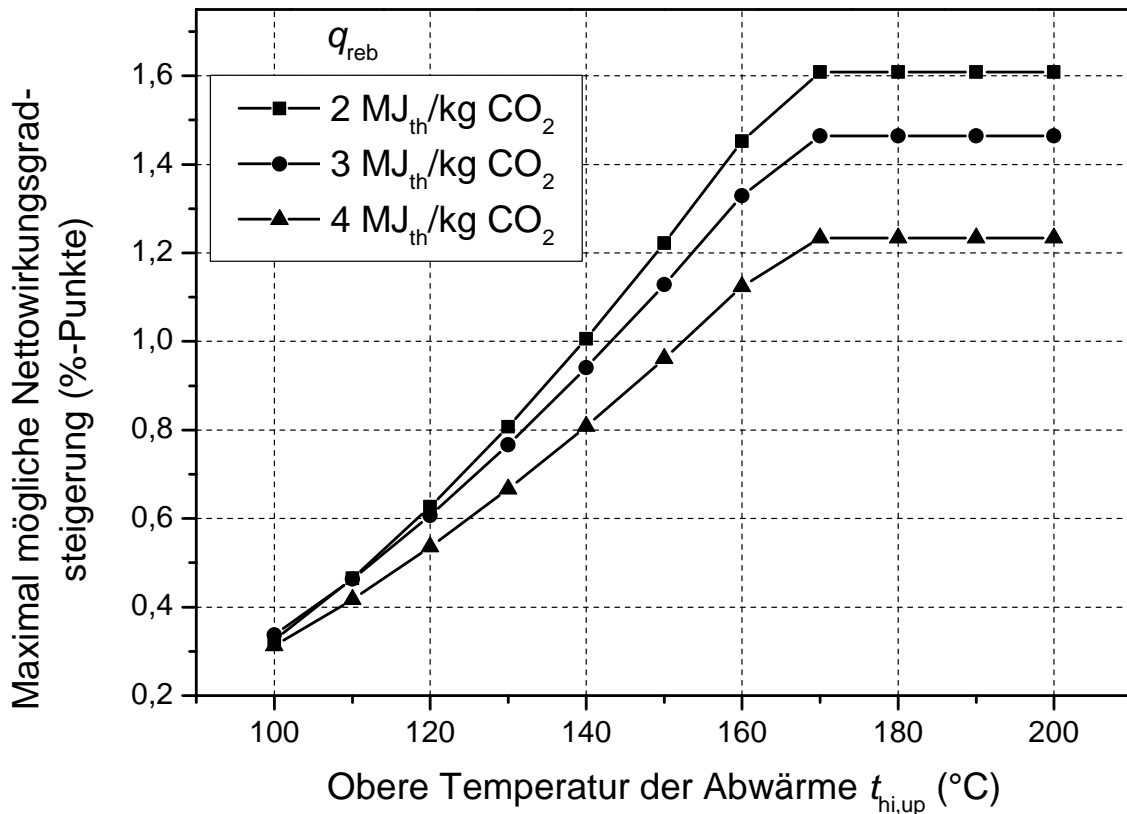


Abbildung 6.2: Maximal mögliche Nettowirkungsgradsteigerung durch Wärmeintegration für verschiedene spezifische Wärmebedarfe, Reboilertemperatur 120 °C, Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, Nachrüstung

6.3 Wirkungsgradpotenzial der CO₂-Verdichteroptimierung

Bei der CO₂-Verdichteroptimierung geht es um die Festlegung der optimalen CO₂-Verdichterkonfiguration unter Berücksichtigung des elektrischen Bedarfs einerseits und der Abwärmeintegration andererseits. Für letztes ist vor allem entscheidend, inwieweit Abwärmequellen aus dem CO₂-Abtrennungsprozess genutzt werden können. Aufgrund der Vielzahl von Einflussgrößen wird im Folgenden das

Wirkungsgradpotenzial anhand eines Beispiels erläutert. Dazu werden ein Wärmebedarf von $3 \text{ MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2$, ein Desorberdruck von 6 bar ¹⁹ und verfügbare Abwärme aus dem CO_2 -Abtrennungsprozess von $1 \text{ MJ}_{\text{th}}/\text{kg CO}_2$ angenommen. Der Einfluss der oberen Temperatur der verfügbaren Abwärme aus dem CO_2 -Abtrennungsprozesses auf den Nettowirkungsgradverlust durch die CO_2 -Verdichtung ist in Abbildung 6.3 für drei CO_2 -Verdichterkonfigurationen (Stufenanzahl/Zwischenkühleranzahl)²⁰ dargestellt. Zum Vergleich sind auch die Nettowirkungsgradverluste durch die CO_2 -Verdichtung ohne Wärmeintegration mit aufgeführt. Es lassen sich folgende Effekte feststellen:

- Für $t_{\text{hi,up}} < 102 \text{ °C}$ ergibt sich Variante 6/3 als energetisch optimal. Dies liegt an der Kombination von einem einerseits mittleren elektrischen Bedarf und einer andererseits oberen Abwärmetemperatur der CO_2 -Verdichtung von 133 °C , die eine Integration von über 56 % der verfügbaren Abwärme ermöglicht.
- Ab $t_{\text{hi,up}} > 90 \text{ °C}$ steigt der Nettowirkungsgradverlust von Variante 6/3, da der Anteil integrierbarer Abwärme aus der CO_2 -Verdichtung mit steigendem $t_{\text{hi,up}}$ sinkt.
- Für $102 \text{ °C} < t_{\text{hi,up}} < 137 \text{ °C}$ stellt Variante 4/2 das energetische Optimum dar. Ausschlaggebend dafür ist die im Vergleich zu Variante 6/3 höhere obere Abwärmetemperatur von 185 °C . Dies ermöglicht auch bei steigendem Temperaturniveau der Abwärme aus dem CO_2 -Abtrennungsprozess eine Abwärmeintegration aus der CO_2 -Verdichtung von über 60 %.
- Wie für Variante 6/3 steigt auch für Variante 4/2 der Nettowirkungsgradverlust mit steigendem $t_{\text{hi,up}}$, allerdings erst für $t_{\text{hi,up}} > 130 \text{ °C}$.
- Für $t_{\text{hi,up}} > 137 \text{ °C}$ zeigt Variante 8/7 (ohne Abwärmeintegration) den geringsten Nettowirkungsgradverlust, da der Vorteil der Abwärmeintegration der anderen Varianten durch den niedrigeren elektrischen Bedarf von Variante 8/7 überkompensiert wird.

¹⁹ Für den beispielhaft gewählten Desorberdruck von 6 bar können für die hier dargestellte Untersuchung alle CO_2 -Verdichterkonfigurationen berücksichtigt werden.

²⁰ Vgl. Kapitel 5.2 für detaillierte Informationen über die Verdichterkonfigurationen.

Ähnliche Untersuchungen lassen sich auch für die Variation anderer relevanter Einflussgrößen (z. B. der verfügbaren Abwärme aus der CO₂-Abtrennung) durchführen. Sollte für eine konstante Temperatur $t_{hi,up} = 130\text{ °C}$ die verfügbare Abwärme aus der CO₂-Abtrennung beispielsweise von $0,4\text{ MJ}_{th}/\text{kg CO}_2$ auf $0,6\text{ MJ}_{th}/\text{kg CO}_2$ steigen, ergibt sich durch Anpassung der ausgewählten CO₂-Verdichterkonfiguration ein Wirkungsgradvorteil von etwa 0,3 %-Punkten²¹.

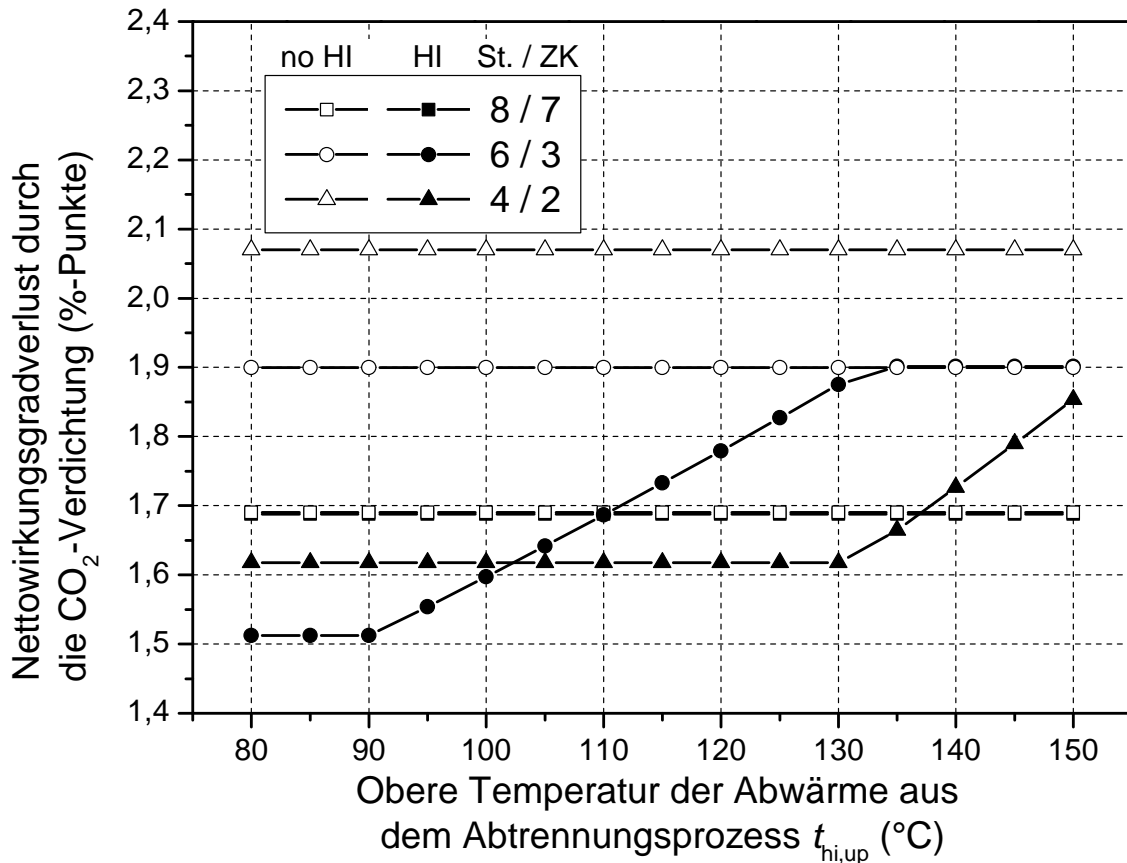


Abbildung 6.3: Nettowirkungsgradverlust durch die CO₂-Verdichtung mit (HI) und ohne (no HI) Abwärmeintegration in Abhängigkeit von der oberen Temperatur der Abwärme aus dem CO₂-Abtrennungsprozess (z. B. Abwärme aus dem Kopf-kondensator) für verschiedene Verdichterkonfigurationen, Neubau, Wärmebedarf $3\text{ MJ}_{th}/\text{kg CO}_2$, Desorberdruck 6 bar, Abwärme aus dem CO₂-Abtrennungsprozess $1\text{ MJ}_{th}/\text{kg CO}_2$

²¹ Dieser Zusammenhang ist nicht aus Abbildung 6.3 ersichtlich, sondern ergibt sich aus weiteren Berechnungen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die energetisch optimale Verdichterkonfiguration nur unter Berücksichtigung aller Einflussgrößen ermittelt werden kann.

6.4 Gesamtprozessuntersuchung

Eine Gesamtprozessoptimierung unter Verwendung der in dieser Arbeit erstellten Korrelationen und Optimierungsalgorithmen wird für zwei ausgewählte Lösungsmittel, für die alle notwendigen Schnittstellengrößen in der Literatur verfügbar sind, durchgeführt. Dabei werden insgesamt fünf unterschiedliche Integrationsvarianten nach Tabelle 6.1 betrachtet.

Tabelle 6.1: Integrationsvarianten

Bezeichnung	Integrationsvariante
NR	Nachrüstung
NR + HI	Nachrüstung mit Wärmeintegration (Abwärmenutzung aus Abtrennungs- und Verdichtungsprozess)
NR + MD	Nachrüstung mit speziell für den Betrieb mit Dampfantnahme ausgelegter MD-Turbine
NB	Neubau
NB + HI	Neubau mit Wärmeintegration (Abwärmenutzung aus Abtrennungs- und Verdichtungsprozess)

6.4.1 Monoethanolamin

Für auf nasschemischer Absorption basierende PCC-Prozesse wird in zahlreichen Studien ein 30 Gew.-% Monoethanolamin (MEA)-Wasser-Gemisch als Referenzlösung herangezogen [28, 42, 43, 41]. Nachfolgend werden die Schnittstellengrößen eines entsprechenden Standardabtrennungsprozesses aus [28] verwendet. Die drei wichtigsten Schnittstellengrößen (Wärmebedarf, Reboilertemperatur und

Desorberdruck) sind in Abbildung 6.4 in Abhängigkeit vom Verhältnis aus umlaufendem Lösungsmittel und Rauchgasmassenstrom (L/G-Verhältnis) dargestellt.²²

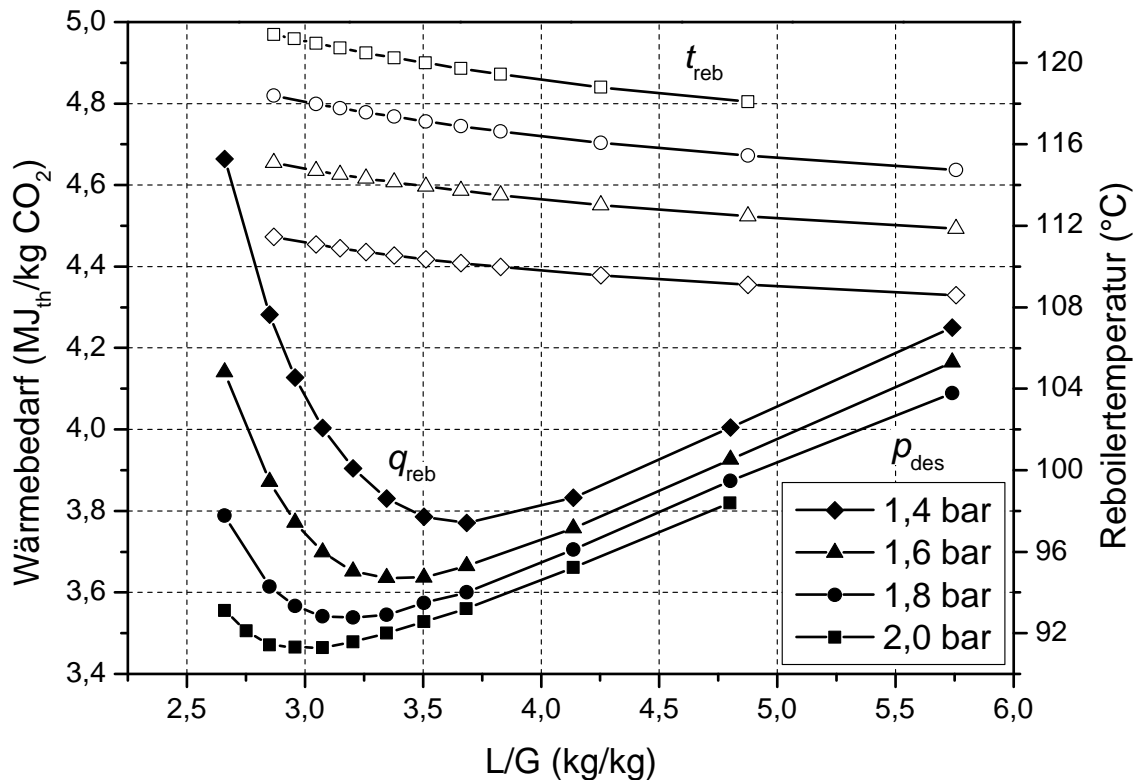


Abbildung 6.4: Spezifischer Wärmebedarf und Reboilertemperatur in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für einen Abtrennungsprozess mit 30 Gew.-% MEA aus [28]

Der Wärmebedarf q_{reb} weist für unterschiedliche Desorberdrücke ähnliche Kurvenverläufe mit flachen Optima bei unterschiedlichen L/G-Verhältnissen auf. Die Reboilertemperaturen t_{reb} weisen für jeden Desorberdruck nur eine kleine Sensitivität gegenüber dem L/G-Verhältnis auf. Hohe Desorberdrücke führen bei MEA zu niedrigen Wärmebedarfen. Für eine Erläuterung der Kurvenverläufe wird auf [28, 21] verwiesen.

²² Alle verwendeten Schnittstellengrößen für MEA sind in Anhang A.8 aufgeführt.

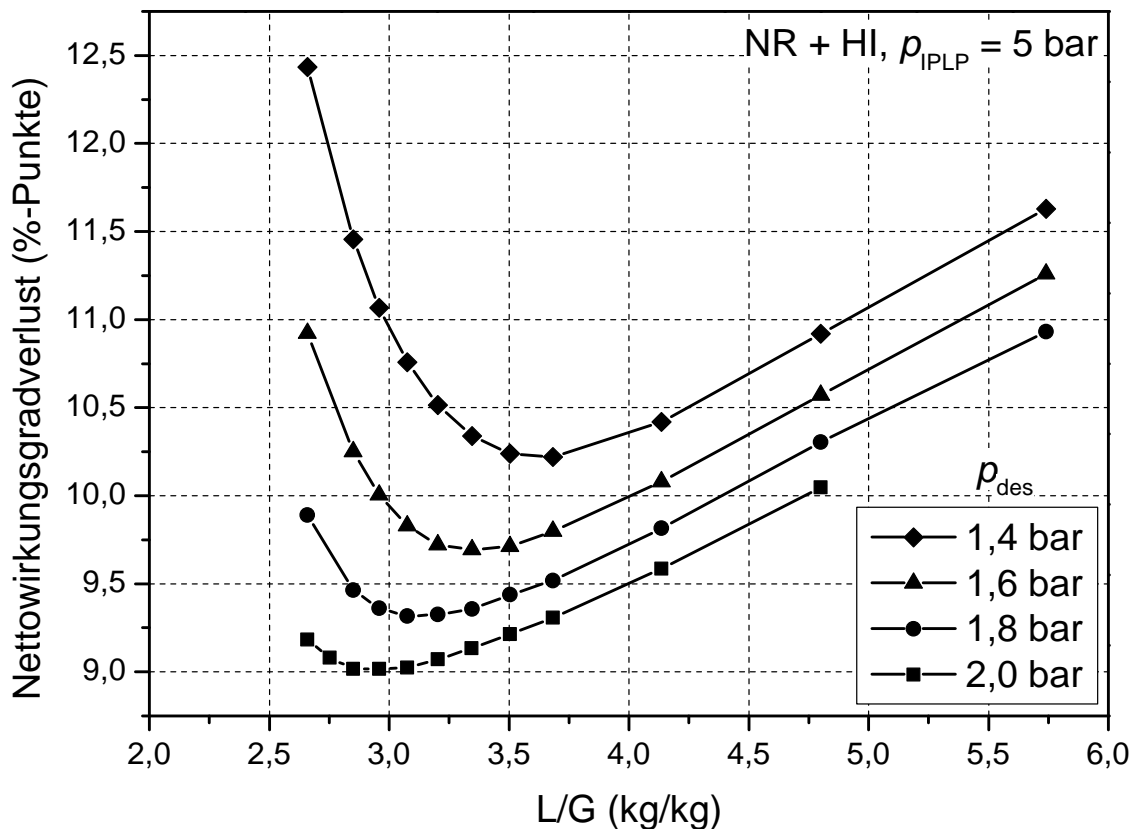


Abbildung 6.5: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für MEA, Integrationsvariante NR+HI, Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar

Für die Wirkungsgradverluste unter Berücksichtigung aller Schnittstellengrößen ergeben sich Kurven, deren Verläufe mit denen des Wärmebedarfs vergleichbar sind. In Abbildung 6.5 ist dies beispielhaft für die Integrationsvariante NR+HI mit einem ÜSD-A von 5 bar dargestellt. Die L/G-Verhältnisse der Minima des Wirkungsgradverlusts für die verschiedenen Desorberdrücke entsprechen jenen der jeweiligen Minima des Wärmebedarfs. D. h., dass bei kleinen Desorberdrücken die Nachteile der höheren Wärmebedarfe und des größeren elektrischen Bedarfs der CO_2 -Verdichtung nicht durch den Vorteil kleinerer Reboilertemperaturen kompensiert wird. Dies gilt bei MEA auch für die anderen Integrationsvarianten und andere ÜSD-A. Ein Vergleich der Integrationsvarianten erfolgt daher für denselben (energetisch optimalen) Betriebspunkt der CO_2 -Abtrennungsanlage.

In Abbildung 6.6 sind die Zusammensetzungen der Wirkungsgradverluste für verschiedene Integrationsvarianten dargestellt. Bei einem Vergleich der Varianten NR und NR+HI (Nutzung von Abwärme aus dem CO_2 -Abtrennungsprozess und aus der

CO₂-Verdichtung) wird deutlich, dass der Wirkungsgradvorteil der Wärmeintegration von etwa 1 %-Punkt stets zusammen mit dem damit verbundenen größeren Anteil des elektrischen Bedarfs für die CO₂-Verdichtung betrachtet werden muss. Die tatsächlich erreichte Wirkungsgradsteigerung durch die Wärmeintegration liegt deshalb bei etwa 0,6 %-Punkten.

Die Nachrüstung der MD-Turbine (Variante NR+HI+MD) führt zu einer Wirkungsgradsteigerung von etwa 0,2 %-Punkten. Diese verhältnismäßig geringe Wirkungsgradsteigerung ist darauf zurückzuführen, dass sich aus der Kombination des hier vorliegenden Wärmebedarfs, der Reboilertemperatur und dem ÜSD-A eine Dampfentnahme mit aktiver Druckhalteklappe ergibt. Das MD-Austrittsvolumenstromverhältnis liegt dabei nur knapp oberhalb des kritischen Grenzwertes von 140 %, sodass zum Schutz der MD-Turbine nur eine geringfügige zusätzliche Druckhaltung notwendig ist.

Variante NB weist im Vergleich zu Variante NR einen etwa gleichen Wirkungsgradverlust auf. Dies ist auf zwei gegenläufige Effekte zurückzuführen:

- Bei Variante NR wird der Kondensatordruck aufgrund der Dampfentnahme reduziert (vgl. Abbildung 4.3). Das dadurch vergrößerte Enthalpiegefälle in den ND-Turbinen führt zu einer Reduktion des Wirkungsgradverlusts. Bei Variante NB wird der Kondensator so ausgelegt, dass sich bei Betrieb mit Dampfentnahme der gleiche Kondensatordruck (40 mbar) wie bei Variante NR ohne Dampfentnahme einstellt.
- Der Betrieb mit DHK führt bei Variante NR zu gesteigerten Wirkungsgradverlusten im Vergleich zu Variante NB, bei der als Betriebspunkt OVO erreicht wird (vgl. Kapitel 3.4.1).

Beide Effekte sind unabhängig voneinander und kompensieren sich in diesem Fall zufällig für die dargestellte Gesamtprozessbetrachtung. Durch den erstgenannten Effekt kann es sogar dazu kommen, dass bei Variante NR kleinere Wirkungsgradverluste auftreten als bei Variante NB.

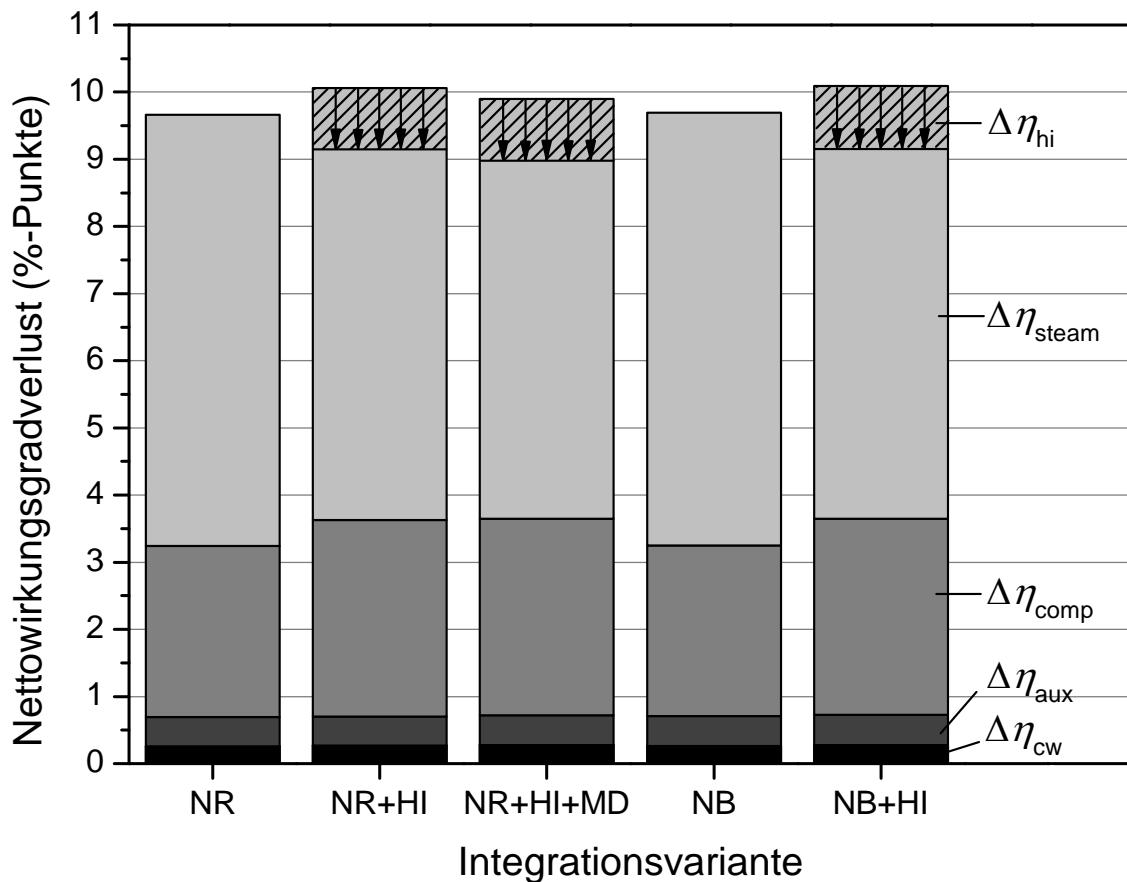


Abbildung 6.6: Vergleich unterschiedlicher Integrationsvarianten für MEA, Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar für NR

Der Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt ist die wichtigste Randbedingung bei nachzurüstenden Anlagen. Dies wird in Abbildung 6.7 (oben) für MEA verdeutlicht. Ausgehend von einem ÜSD-A von 2 bar sinkt mit steigendem ÜSD-A der Wirkungsgradverlust, bis bei etwa 4,8 bar für Variante NR ein Minimum erreicht wird. Der Grund für den bis dahin fallenden Kurvenverlauf ist eine abnehmende Druckdifferenz über die DHK. D. h., der sich nach der Dampfentnahme einstellende Druck in der Überströmleitung nähert sich dem durch die Reboilertemperatur festgelegten Entnahmedampfdruck an.

Bei einem ÜSD-A von 4,8 bar liegt das MD-Austrittsvolumenstromverhältnis bei dem kritischen Grenzwert von 140 %. Für größere ÜSD-A wird daher die DHK nicht für die Konditionierung des Entnahmedampfes, sondern zur Einhaltung des maximal zulässigen MD-Austrittsvolumenstromverhältnisses eingesetzt. Je größer der ÜSD-A ist, desto größer ist auch die erforderliche Druckdifferenz über die DHK. Da der Dampfdruck vor der DHK jedoch größer als der durch die

Reboilertemperatur festgelegte Dampfdruck ist, besteht zusätzlich die Notwendigkeit einer Drossel zur Dampfkonditionierung. Bei dem Minimum des Wirkungsgradverlusts handelt es sich deshalb nicht um den Betriebspunkt OVO, sondern um die minimale Druckdifferenz über die DHK.

Für Variante NR+MD wird der Betriebspunkt OVO bei einem ÜSD-A von 5,5 bar erreicht. Da das MD-Austrittsvolumenstromverhältnis in diesem Fall kein begrenzendes Kriterium darstellt, ist für ÜSD-A größer als 5,5 bar nur eine Drossel und keine DHK zur Dampfkonditionierung erforderlich.

Zur Verdeutlichung der oben beschriebenen Effekte sind in Abbildung 6.7 (unten) die PLF dargestellt. Der jeweils maximale PLF spiegelt den Verlauf der Wirkungsgradverluste wider. Für Variante NR+MD wird $\sigma_{r3} = 0$ gesetzt. Aus den jeweiligen Schnittpunkten der PLF-Verläufe ergeben sich die Minima der Wirkungsgradverluste. Die Quantität des Wirkungsgradvorteils durch eine MD-Nachrüstung (in diesem Fall etwa 0,2 %-Punkte; siehe oberes Diagramm in Abbildung 6.7) ist sowohl vom Wärmebedarf, von der Reboilertemperatur als auch vom ÜSD-A abhängig. Für eine Reboilertemperatur von z. B. 100 °C würde sich bei sonst identischen Schnittstellengrößen ein Wirkungsgradvorteil von etwa 0,5 %-Punkten ergeben.

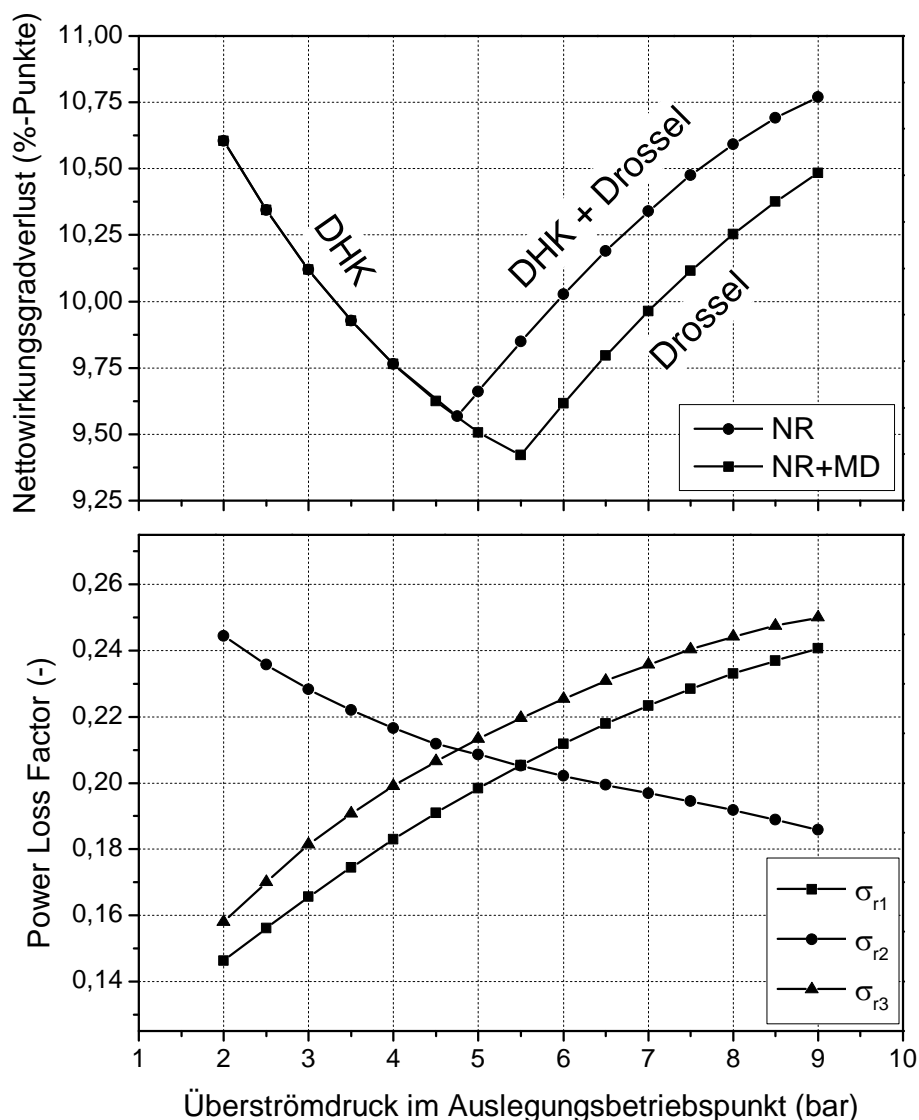


Abbildung 6.7: Nettowirkungsgradverlust und Power Loss Factor in Abhängigkeit vom Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt für MEA für die Integrationsvarianten NR und NR+MD

6.4.2 Piperazin

Das Lösungsmittel Piperazin weist gegenüber MEA für die CO₂-Abtrennung günstigere Stoffeigenschaften auf. Darüber hinaus bietet es mit einer höheren thermischen Stabilität das Potenzial für ein großes mögliches Betriebsregime des Desorbers [72, 73]. Für die Schnittstellengrößen bedeutet das eine große mögliche Variationsbreite von Desorberdruck und Reboilertemperatur. Als Beispiel für eine Gesamtprozessuntersuchung werden die Schnittstellengrößen aus [74] herangezogen, von denen die drei einflussreichsten - der spezifische Wärmebedarf, der

Desorberdruck und die Reboilertemperatur - in Abbildung 6.8 in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis dargestellt sind²³. Die Reboilertemperatur wurde dabei zwischen 100 °C und 150 °C variiert.

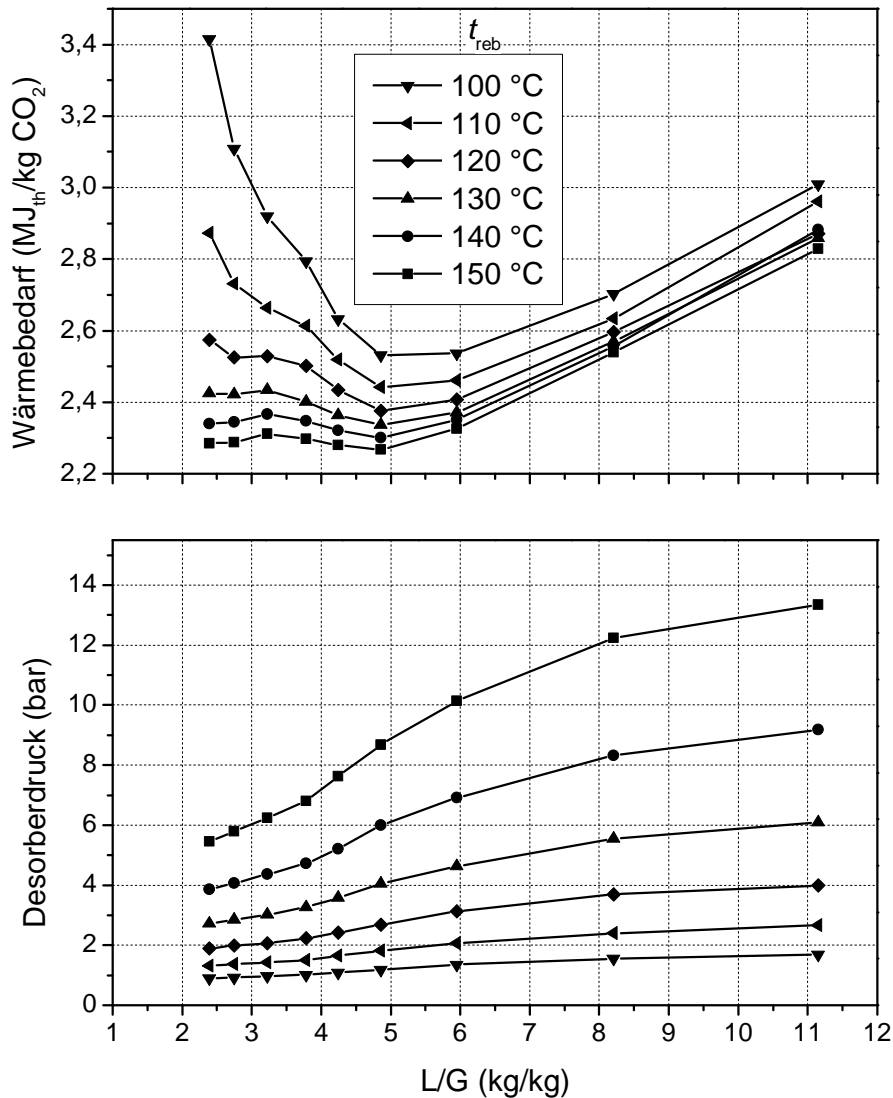


Abbildung 6.8: Spezifischer Wärmebedarf und Desorberdruck in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für einen Abtrennungsprozess mit Piperazin aus [74]

Der Wärmebedarf ist für alle Reboilertemperaturen bei einem L/G-Verhältnis von knapp unter 5 kg/kg minimal. Eine höhere Reboilertemperatur führt generell zu

²³ Alle verwendeten Schnittstellengrößen für Piperazin sind in Anhang A.8 aufgeführt.

einem kleineren Wärmebedarf. Der Desorberdruck variiert in dem gesamten untersuchten Bereich zwischen 1 bar und 13,3 bar und zeigt vor allem für hohe Reboilertemperaturen eine große Sensitivität gegenüber dem L/G-Verhältnis.

Die Ergebnisse der Gesamtprozessuntersuchung sind in Abbildung 6.9 dargestellt. Für Variante NB+HI wird deutlich, dass die Nettowirkungsgradverluste aller untersuchter Reboilertemperaturen in einem Bereich von $6,54 \pm 0,11$ %-Punkten liegen. D. h., dass das Betriebsregime im Desorber bei diesem Lösungsmittel für den Gesamtprozess nahezu unerheblich ist. Der Grund dafür sind im Wesentlichen drei sich gegenseitig kompensierende Effekte:

- Der bei hohen Reboilertemperaturen niedrige Wärmebedarf führt zu kleineren Nettowirkungsgradverlusten.
- Eine hohe Reboilertemperatur führt aufgrund einer höheren geforderten Entnahmedampfqualität zu größeren Nettowirkungsgradverlusten.
- Eine hohe Reboilertemperatur führt aufgrund des damit verbundenen hohen Desorberdrucks zu kleineren elektrischen Bedarfen für die CO₂-Verdichtung und somit zu kleineren Nettowirkungsgradverlusten.

Für die Integrationsvariante NR ergeben sich die optimalen Reboilertemperaturen in Abhängigkeit vom ÜSD-A. Dadurch, dass sich die oben beschriebenen Effekte z. T. gegenseitig kompensieren, liegt die optimale Reboilertemperatur (im Gegensatz zu MEA) nahe am Betriebspunkt OVO. So ergibt sich für einen ÜSD-A von 5 bar eine optimale Reboilertemperatur von 130 °C, für einen ÜSD-A von 3 bar eine von 110 °C und für einen ÜSD-A von 8 bar eine von 140 °C.

Aus dem Vergleich der in Abbildung 6.9 dargestellten Ergebnisse mit den in Abbildung 6.8 oben dargestellten spezifischen Wärmebedarfen wird deutlich, dass eine isoliert betrachtete Optimierung der CO₂-Abtrennung im Hinblick auf den Gesamtprozess nicht zielführend ist. Für die Integrationsvariante NR liegen zwischen dem Betriebspunkt mit dem niedrigsten Wärmebedarf und dem optimalen Betriebspunkt des Gesamtprozesses bis zu 2 %-Punkte Nettowirkungsgradverlust. Lösungsmittel wie Piperazin, die eine große Variation von Desorberdruck und Reboilertemperatur zulassen, bieten einerseits zwar das Potenzial, die CO₂-Abtrennung an den Kraftwerksprozess anzupassen, erfordern andererseits jedoch auch die Berücksichtigung des Gesamtprozesses zur Prozessoptimierung.

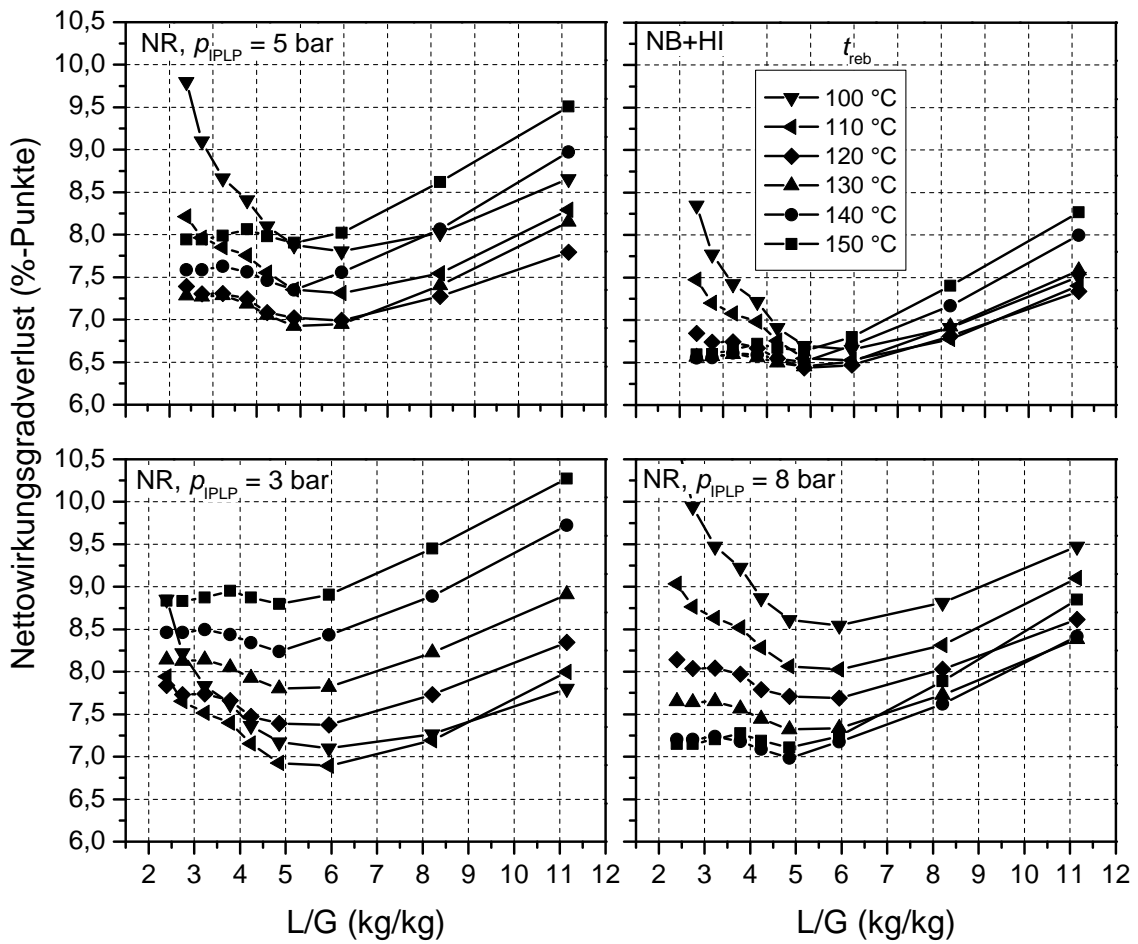


Abbildung 6.9: Nettowirkungsgradverlust in Abhängigkeit vom L/G-Verhältnis für Piperazin

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die auf nasschemischer Absorption basierende Post-Combustion CO₂-Abtrennung gilt als das am weitesten entwickelte Verfahren zur Reduktion der CO₂-Emissionen fossilbefeuerteter Kraftwerke. Zahlreiche Prozessvarianten und Lösungsmittel sind derzeit Gegenstand der Forschung und Entwicklung. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Bewertungssystem entwickelt, das es ermöglicht, Prozessvarianten und Lösungsmittel hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf den Gesamtprozess energetisch zu bewerten. Dazu wurden Schnittstellengrößen zwischen dem Abtrennungsprozess, dem Kraftwerk und der CO₂-Verdichtung definiert, die für eine Vielzahl möglicher Prozessvarianten gültig sind. Die Schnittstellengrößen dienen als Eingabegrößen des Bewertungssystems, welches eine Berechnung des Wirkungsgradverlusts des Gesamtprozesses ermöglicht. Das Bewertungssystem beruht auf in dieser Arbeit definierten Kennzahlen, die über semiempirische Korrelationen berechnet werden. Die Erstellung der Korrelationen basiert dabei auf detaillierten Modellen.

Die wichtigste Kennzahl stellt der *Power Loss Factor* dar, mit dem der Wärmebedarf zur Lösungsmittelregeneration direkt in einen elektrischen Leistungsverlust des Kraftwerks transformiert wird. Der *Power Gain Factor* dient entsprechend der Umrechnung von integrierter Abwärme in einen elektrischen Leistungsgewinn.

Das Bewertungssystem enthält einen Optimierungsalgorithmus zur Bestimmung der energetisch optimalen Konfiguration der CO₂-Verdichter. Dabei finden die komplexen Zusammenhänge der Wärmeintegration in den Kraftwerksprozess besondere Berücksichtigung.

Durch die Implementierung des Bewertungssystems in *Microsoft Excel*[®] wird eine einfache Anwendung ermöglicht. CO₂-Abtrennungsprozesse lassen sich so auf Basis gleichbleibender, realitätsnaher Randbedingungen unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses für verschiedene Integrationsvarianten bewerten. Neben der Integrationsvariante Neubau lässt sich durch Anpassung der wichtigsten Randbedingungen auch der Leistungsverlust für ein mit einem CO₂-Abtrennungsprozess nachzurüstendes Kraftwerk berechnen. Auf diese Weise wird die Anpassung eines CO₂-Abtrennungsprozesses an ein spezielles Kraftwerk ermöglicht. Zu den wichtigsten Ergebnisgrößen des Bewertungssystems zählen die Aufschlüsselung der einzelnen Leistungsverluste und der entsprechenden Nettowirkungsgradverluste sowie die optimale Konfiguration der CO₂-Verdichter.

Angewendet wurde das Bewertungssystem auf zwei CO₂-Abtrennungsprozesse mit unterschiedlichen Lösungsmitteln (Monoethanolamin und Piperazin), für die hinreichend detaillierte Daten in der Literatur verfügbar sind. Für ein Lösungsmittel, das in einem engen Reboilertemperaturbereich eingesetzt werden kann (z. B. Monoethanolamin), hängt der Nettowirkungsgradverlust vor allem vom Überströmdruck zwischen Mitteldruck- und Niederdruckturbine im Auslegungsbetriebspunkt (ohne Dampfentnahme) ab. Für Lösungsmittel, die in Bezug auf die Reboilertemperatur einen großen Betriebsbereich ermöglichen (z. B. Piperazin), kann der Abtrennungsprozess an den Überströmdruck angepasst werden. Wird der CO₂-Abtrennungsprozess dahingehend ausgelegt, dass der niedrigste Wärmebedarf zur Lösungsmittelregeneration erreicht wird, kann bei einer Nachrüstung ein um bis zu 2 %-Punkte erhöhter Wirkungsgradverlust im Vergleich zur optimalen Auslegung des CO₂-Abtrennungsprozesses unter Berücksichtigung des Gesamtprozesses auftreten. Dies liegt vor allem an der Qualität des Entnahmedampfes, welche durch die Reboilertemperatur vorgegeben wird. Eine hohe Dampfqualität bedingt höhere Leistungsverluste als eine geringere Dampfqualität. Die in der Literatur übliche Minimierung des Wärmebedarfs (also der Quantität des Entnahmedampfes) ohne Berücksichtigung der erforderlichen Dampfqualität verdeutlicht, dass dieser Effekt häufig vernachlässigt wird. Es wurde gezeigt, dass eine Erhöhung der Reboilertemperatur von 10 K zu einem um etwa 0,8 %-Punkte erhöhten Wirkungsgradverlust führt.

Zu den wichtigsten Randbedingungen, die den Wirkungsgradverlust maßgeblich beeinflussen, zählen der Überströmdruck zwischen Mittel- und Niederdruckturbine (für die Integrationsvariante Nachrüstung), der Kondensatordruck, die Grädigkeit im Reboiler, der Druckverlust in der Dampfentnahmeleitung zum Reboiler und der abzutrennende CO₂-Massenstrom.

Neben der Wärmebereitstellung aus dem Kraftwerk zur Lösungsmittelregeneration wurde das Potenzial der Integration von Abwärme in das Kraftwerk untersucht. Dies hängt vor allem vom Temperaturniveau der Abwärmequellen und dem Wärmebedarf des Reboilers ab. Abwärme aus der CO₂-Verdichtung, die auf hohem Temperaturniveau vorliegt, führt unweigerlich zu einem erhöhten elektrischen Eigenbedarf auf der Verdichterseite. Die optimale Konfiguration der CO₂-Verdichter hängt daher von zahlreichen Randbedingungen ab, die in dem Optimierungsalgorithmus berücksichtigt werden. Der maximal erreichbare Wirkungsgradgewinn durch Wärmeintegration unter Berücksichtigung des elektrischen Bedarfs der CO₂-Verdichtung liegt unterhalb von einem Prozentpunkt.

Bei dieser Arbeit richtet sich der Fokus auf die energetische Gesamtprozessbewertung. Für zukünftige Forschungsvorhaben sollten weitere Bewertungskriterien Berücksichtigung finden, die bei der Auswahl geeigneter Lösungsmittel und Prozessvarianten von hoher Bedeutung sind. Darunter fallen unter anderem die Aspekte Wirtschaftlichkeit, Umweltverträglichkeit, Teillastverhalten, Regelbarkeit, Flexibilität und Prozesskomplexität. Darüber hinaus können anlagenspezifische Besonderheiten wie z. B. eine Fernwärmeauskopplung im Zusammenspiel mit der Dampfentnahme für den Reboiler nicht mit dem in dieser Arbeit erstellten Bewertungssystem abgedeckt werden und erfordern eine detaillierte Modellierung des jeweiligen Gesamtprozesses.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] WORLD METEOROLOGICAL ORGANIZATION: *Causes of Climate Change*. http://www.wmo.int/pages/themes/climate/causes_of_climate_change.php. Version: April 2011
- [2] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC): *Climate Change 2007: The Physical Science Basis*. Cambridge University Press, 2007
- [3] UNITED NATIONS: Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change. 1998
- [4] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND TECHNOLOGIE, REFERAT III C 3: Energiedaten. 2012. – Forschungsbericht
- [5] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY: Key World Energy Statistics. 2011. – Forschungsbericht
- [6] ROCHELLE, G. T.: Amine Scrubbing for CO₂ Capture. In: *Science* 325 (2009), S. 1652–1654
- [7] 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
- [8] THOMSEN, K ; RASMUSSEN, P: Modeling of vapor-liquid-solid equilibrium in gas-aqueous electrolyte systems. In: *CHEMICAL ENGINEERING SCIENCE* 54 (1999), Nr. 12, S. 1787–1802. – ISSN 0009–2509
- [9] VAHIDI, M. ; MATIN, N. S. ; GOHARROKHI, M. ; JENAB, M. H. ; ABDI, M. A. ; NAJIBI, S. H.: Correlation of CO₂ solubility in N-methyldiethanolamine + piperazine aqueous solutions using extended Debye–Hückel model. In: *J. Chem. Thermodynamics* 41 (2009), S. 1272–1278
- [10] XU, G.-W. ; ZHANG, C.-F. ; QIN, S.-J. ; GAO, W.-H. ; LIU, H.-B.: Gas-Liquid Equilibrium in a CO₂-MDEA-H₂O System and the Effect of Piperazine on It. In: *Ind. Eng. Chem. Res.* 37 (1998), S. 1473–1477
- [11] KVAMSDAL, H. M. ; JAKOBSEN, J. P. ; HOFF, K. A.: Dynamic modeling and simulation of a CO₂ absorber column for post-combustion CO₂ capture. In: *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48 (2009), Nr. 1, S. 135–144

- [12] 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
- [13] OYENEKAN, B. A. ; ROCHELLE, G. T.: Energy Performance of Stripper Configurations for CO₂ Capture by Aqueous Amines. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 45 (2006), Nr. 8, S. 2457–2464. – ISSN 0888–5885
- [14] OYENEKAN, B. A. ; ROCHELLE, G. T.: Alternative Stripper Configurations for CO₂ Capture by Aqueous Amines. In: *A.I.Ch.E. Journal* 53 (2007), Nr. 12, S. 3144–3154
- [15] ALIE, C. ; BACKHAM, L. ; CROISSET, E. ; DOUGLAS, P. L.: Simulation of CO₂ capture using MEA scrubbing: a flowsheet decomposition method. In: *Energy Conversion and Management* 46 (2005), Nr. 3, S. 475–487. – ISSN 0196–8904
- [16] NAZARKO, J. ; OTTO, A. ; RIENSCHKE, E. ; WEBER, M. ; BLUM, L. ; STOLTEN, D.: Einfluss der Betriebsparameter der CO₂-Abtrennung mittels MEA-Wäsche auf den Regenerationsenergiebedarf. In: *Kraftwerkstechnisches Kolloquium Dresden* (2011)
- [17] ROMEO, L. M. ; ESPATOLERO, S. ; BOLEA, I.: Designing a supercritical steam cycle to integrate the energy requirements of CO₂ amine scrubbing. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2 (2008), S. 563–570
- [18] AROONWILAS, A. ; VEAWAB, A.: Integration of CO₂ capture unit using single- and blended-amines into supercritical coal-fired power plant: Implications for emission and energy management. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 1 (2007), S. 143–150
- [19] LUCQUIAUD, M. ; GIBBINS, J.: Retrofitting CO₂ capture ready fossil plants with post-combustion capture. Part 1: requirements for supercritical pulverized coal plants using solvent-based flue gas scrubbing. In: *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy* 223 (2009), S. 213–226
- [20] PFAFF, I. ; OEXMANN, J. ; KATHER, A.: Optimised integration of post-combustion CO₂ capture process in greenfield power plants. In: *Energy* 35 (2010), Nr. 10, S. 4030–4041. – ISSN 0360–5442
- [21] OEXMANN, J. ; KATHER, A. ; LINNENBERG, S. ; LIEBENTHAL, U.: Post-combustion CO₂ capture: chemical absorption processes in coal-fired steam power plants. In: *Greenhouse Gases: Science and Technology* 2 (2012), S. 1–19

-
- [22] BOLLAND, O. ; UNDRUM, H.: A novel methodology for comparing CO₂ capture options for natural gas-fired combined cycle plants. In: *Advances in Environmental Research* 7 (2003), S. 901–911
- [23] GÖTTLICHER, G.: The Energetics of Carbon Dioxide Capture in Power Plants / U.S. Department of Energy - National Energy Technology Center, Pittsburgh, PA. 2004. – Forschungsbericht
- [24] OEXMANN, J. ; HENSEL, C. ; KATHER, A.: Post-combustion CO₂-capture from coal-fired power plants: Preliminary evaluation of an integrated chemical absorption process with piperazine-promoted potassium carbonate. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2 (2008), Nr. 4, S. 539–552
- [25] LIEBENTHAL, U. ; LINNENBERG, S. ; OEXMANN, J. ; KATHER, A.: Derivation of correlations to evaluate the impact of retrofitted post-combustion CO₂ capture processes on steam power plant performance. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5 (2011), S. 1232–1239
- [26] LINNENBERG, S. ; LIEBENTHAL, U. ; OEXMANN, J. ; KATHER, A.: Derivation of power loss factors to evaluate the impact of postcombustion CO₂ capture processes on steam power plant performance. In: *Energy Procedia* 4 (2011), Nr. 1, S. 1385–1394. – ISSN 1876–6102
- [27] JOCKENHÖVEL, T. ; SCHNEIDER, R. ; SANDELL, M. ; SCHLÜTER, L.: Optimal Power Plant Integration of Post-Combustion CO₂ Capture. In: *POWER-GEN Europe*. Cologne, Germany, 2009
- [28] KATHER, A. ; LINNENBERG, S. ; OEXMANN, J.: POSEIDON - Post-Combustion CO₂-Abtrennung: Evaluierung der Integration, Dynamik und Optimierung nachgeschalteter Rauchgaswäschen PTJ/0327785 / COORETEC. 2011. – Forschungsbericht
- [29] KATHER, A. ; OEXMANN, J. ; MEHRKENS, C. ; BURBÖCK, M. ; KINGER, G.: Nachrüstung einer CO₂-Abgaswäsche an einem bestehenden Steinkohlekraftwerk: Optimale Integration zur Minimierung der technischen und wirtschaftlichen Auswirkungen. In: *41. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, Germany, 2009
- [30] SCHREIER, W. ; BOON, G.: Post combustion Capture Plants – Concept and Plant integration. In: *VGB-Kongress Kraftwerke 2009*. 2009
- [31] STÖVER, B. ; BERGINS, C. ; KLEBES, J.: Optimized Post Combustion Carbon capturing on Coal fired Power Plants. In: *Energy Procedia* 1 (2010), Nr. 1. – ISSN 1876–6102

- [32] LIEBENTHAL, Ulrich: *Erarbeitung eines Konzeptes zur Nachrüstung einer CO₂-Rauchgaswäsche an ein bestehendes Steinkohlekraftwerk unter besonderer Berücksichtigung der Fernwärmeauskopplung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diplomarbeit, 2009
- [33] ROMEO, L. M. ; BOLEA, I. ; ESCOSA, J. M.: Integration of power plant and amine scrubbing to reduce CO₂ capture costs. In: *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), Nr. 8-9, S. 1039–1046
- [34] KATHER, P.: *Untersuchung des Einflusses eines geänderten Kühlbedarfs durch die Post-Combustion CO₂-Abtrennung auf das Kühlwassersystem eines Dampfkraftwerks*, TU Hamburg-Harburg, Institut für Technische Thermodynamik, Bachelorarbeit, 2010
- [35] LEPAUMIER, H. ; PICQ, D. ; CARRETTE, P.L.: Degradation study of new solvents for CO₂ capture in post-combustion. In: *Energy Procedia* 1 (2009), S. 893–900. – ISSN 1876–6102
- [36] FREEMAN, S. A. ; DAVIS, J. ; ROCHELLE, G. T.: Degradation of aqueous piperazine in carbon dioxide capture. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 4 (2010), S. 756 – 761
- [37] LIEBENTHAL, U. ; KATHER, A.: Derivation of Correlations to Evaluate the Impact of Post-Combustion Capture Processes on Retrofitted and New Built Steam Power Plants. In: *36th International Technical Conference on Clean Coal & Fuel Systems*. Clearwater, FL, USA, 2011
- [38] PIEPER, N. ; WECHSUNG, M.: Varianten zur Auskopplung großer Prozessdampfmengen (CCS) im exergetischen Vergleich. In: *Tagungsband Kraftwerkstechnisches Kolloquium 2010*. Dresden, 2010
- [39] LIEBIG, E.: *Verfahren und Vorrichtung zur thermischen Entgasung des Arbeitsmittels eines Zweiphasenprozesses*. European Patent eP 1 425 079 B1, September 2002
- [40] 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
- [41] *ENCAP - Enhanced CO₂ Capture - Collaborative Project partially funded by the European Commission under the 7th Framework Programme*. <http://www.encapco2.org/>, 2004 - 2009

-
- [42] *CESAR - CO₂ Enhanced Separation and Recovery - Collaborative Project partially funded by the European Commission under the 7th Framework Programme.* www.co2cesar.eu/, 2007 - 2011
- [43] *iCap - Innovative CO₂ Capture - Collaborative Project partially funded by the European Commission under the 7th Framework Programme.* <http://icapco2.org/>, Beginn: 2010
- [44] *OCTAVIUS - Optimising the Integration of CO₂ Capture into power plants - Collaborative Project partially funded by the European Commission under the 7th Framework Programme.* www.octavius-co2.eu, Beginn: 2011
- [45] HABEL, R.: Compression Systems - High Pressure Transport & Injection. In: MAN Turbo (Veranst.): *1. Fachtagung Moderne Kraftwerkstechnik zur Reduzierung der CO₂ Emissionen.* Haus der Technik, Essen, 2007
- [46] SCHATTAUER, L. B.: *Entwicklung und Umsetzung eines Konzepts für die mehrsträßige CO₂-Verdichtung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik, Studienarbeit, 2010
- [47] HABEL, R. ; WACKER, C.: Innovative and proven CO₂ compression technology for CCS and EOR. In: *Carbon Capture Journal - CO₂ compressors, Special Edition Issue 11* (2009), S. 16 – 18
- [48] WOLFGANG, W. ; KRETZSCHMAR, H.-].: *International Steam Tables – Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97.* 2nd. Berlin Heidelberg : Springer, 2008
- [49] FACHVERBAND DAMPFKESSEL: *FDBR-Handbuch Wärme- und Strömungstechnik.* Sternstraße 36, 40479 Düsseldorf
- [50] KRETZSCHMAR, H.-]. ; STOECKER, I. ; JAEHNE, I. ; KLEEMANN, L. ; SEIBT, D.: *Property Software for Humid Gas Mixtures, LibHuGas.* Faculty of Mechanical Engineering, Department of Technical Thermodynamics, Hochschule Zittau/Görlitz., 2008
- [51] KATHER, A. ; PFAFF, I.: Vergleich der in COORETEC verfolgten Kraftwerksprozesse unter einheitlichen realitätsnahen Randbedingungen / TU Hamburg-Harburg. 2011 (BMWi 0327742). – Forschungsbericht
- [52] STODOLA, A.: *Dampf- und Gasturbinen.* Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1922
- [53] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen: Zweiter Band. Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme.* Springer-Verlag, Berlin, Germany, 2000 (ISBN 978-354-0673774)

- [54] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen: Erster Band: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1977 (ISBN 3-540-07939-4)
- [55] KREITMEIER, F. ; SCHLACHTER, W. ; SMUTNY, J.: Strömungsuntersuchungen in einer Niederdruck-Modellturbine zur Bestimmung der Nässeverluste. In: *VDI-Berichte* Nr. 361 (1980), S. 201 – 2011
- [56] KREITMEIER, F. ; GREIM, R. ; CONGIU, F. ; FAELLING, J.: Experimental and numerical analysis of relaxation processes in LP steam turbines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: J. Mechanical Engineering Science* 219 (2005), S. 1411 – 1436
- [57] SIGG, R.: *Numerische Untersuchung von Lastvariationen und Nässephänomenen an einer Niederdruck-Dampfturbine*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2010
- [58] BLACK & VEATCH ; DRBAL, L. (Hrsg.) ; WESTRA, K. (Hrsg.) ; BOSTON, P. (Hrsg.): *Power Plant Engineering*. Kluwer Academic Pub, 1995
- [59] HIRTH, A.: *Teillastbetrieb und dynamisches Verhalten von Dampfturbinen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelor-Arbeit, 2012
- [60] KLEBES, J. ; JOORMANN, M. ; WINTER, S.: *Dampfturbinen und CO₂-Abscheidung*. In: *VGB Fachtagung Dampfturbinen*. Lübeck, Germany, 2010
- [61] ABEL-GÜNTHER, K.: *Dampfturbinen*. In: *Vorlesungsunterlagen - Technische Universität Hamburg-Harburg*. 2009
- [62] COTTON, K.C.: *Evaluating and Improving Steam Turbine Performance*. Cotton Fact Inc., 1998
- [63] 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)
- [64] KLENKE, W.: Die Kühlumkennlinie als Mittel für die Beurteilung von Kühltürmen. In: *Brennstoff-Wärme-Kraft* 16 (1966), Nr. 3, S. 97–105
- [65] RABEK, G.: Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen. In: *Energie und Technik* (1963)
- [66] KARRASCH & ECKERT GESELLSCHAFT FÜR WASSERTECHNOLOGIE MBH: *Spezifikationen für thermische Entgasung*. <http://www.karrasch-eckert.de/index.html>. Version: Dezember 2012

-
- [67] 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
- [68] MAN TURBO AG: *Persönliche Korrespondenz*. 2010
- [69] PASCHKE, B.: Technologien zur CO₂-Abscheidung aus Kraftwerksprozessen und resultierende Begleitstoffe im CO₂-Strom. In: *FOCO₂S Workshop*. Karlsruhe, 2009
- [70] SIEMENS AG: *Persönliche Korrespondenz*. 2010
- [71] VATTENFALL EUROPE GENERATION AG: *Persönliche Korrespondenz*. 2010
- [72] PLAZA, J. M. ; ROCHELLE, G. T.: Modeling pilot plant results for CO₂ capture by aqueous piperazine. In: *Energy Procedia* 4 (2011), S. 1593–1600
- [73] CHEN, X. ; ROCHELLE, G. T.: Aqueous piperazine derivatives for CO₂ capture: Accurate screening by a wetted wall column. In: *Chemical Engineering Research and Design (Special Issue on Carbon Capture & Storage)* 89 (2011), Nr. 9, S. 1693–1710
- [74] 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)
- [75] 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)

ANHANG

A.1 DEFINITION VERWENDETER GRÖßEN

Tabelle A.1: Randbedingungen für den Vergleich von Bewertungsansätzen

<i>Dampfkraftwerk</i>			
Zugeführte Brennstoffwärme	\dot{Q}_{in}	2244,16	MW _{th}
Elektrischer Nettowirkungsgrad	$\eta_{\text{el,net}}$	45,25	%
CO ₂ -Massenstrom im Rauchgas	\dot{m}_{CO_2}	216,59	kg/s
Kondensatordruck	p_{cond}	40	mbar
<i>CO₂-Abtrennungsanlage</i>			
Wärmebedarf	q_{reb}	3,5	MJ _{th} /kg CO ₂
Reboilertemperatur	t_{reb}	120	°C
CO ₂ -Abtrennungsrate	CCR	0,9	-
Grädigkeit im Reboiler*	ΔT_{reb}	10	K
Druckverlust in Dampfentnahmeleitung	Δp_{ext}	0,3	bar

*Als Grädigkeit im Reboiler wird hier die Temperaturdifferenz zwischen siedendem Lösungsmittel und Sattdampf Temperatur im Reboiler bezeichnet.

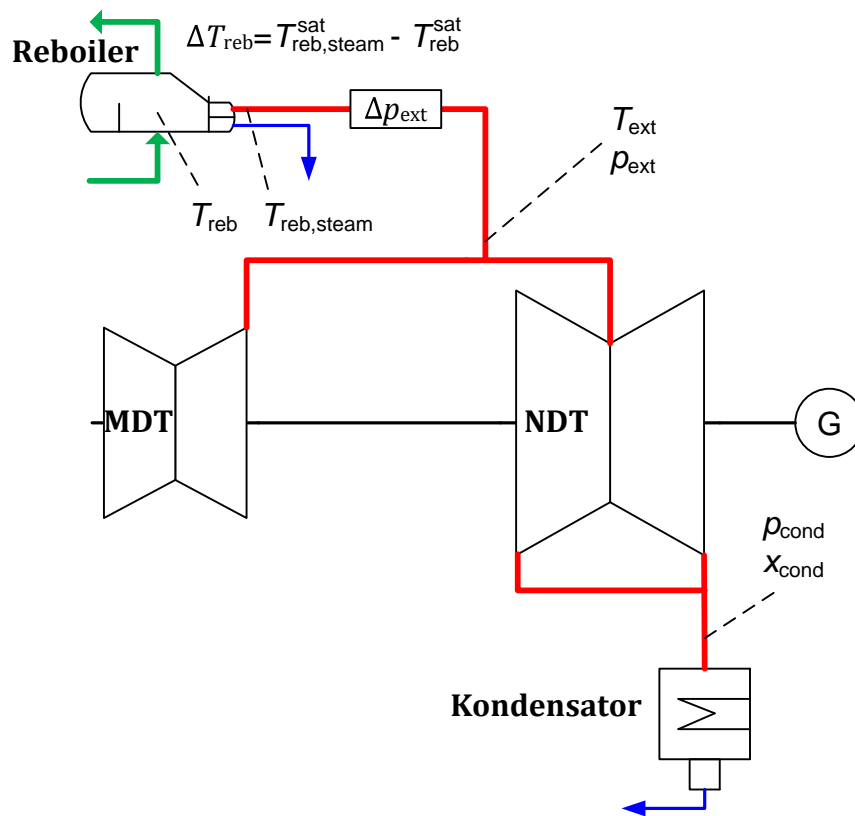


Abbildung A.1: Definition der Größen für die Bewertungssysteme

Tabelle A.2: Definition der elektrischen Wirkungsgrade

Nettowirkungsgrad	$\eta_{net} = \frac{P_{net}}{\dot{m}_{fuel} H_u}$
Bruttowirkungsgrad	$\eta_{gross} = \frac{P_{gross}}{\dot{m}_{fuel} H_u}$

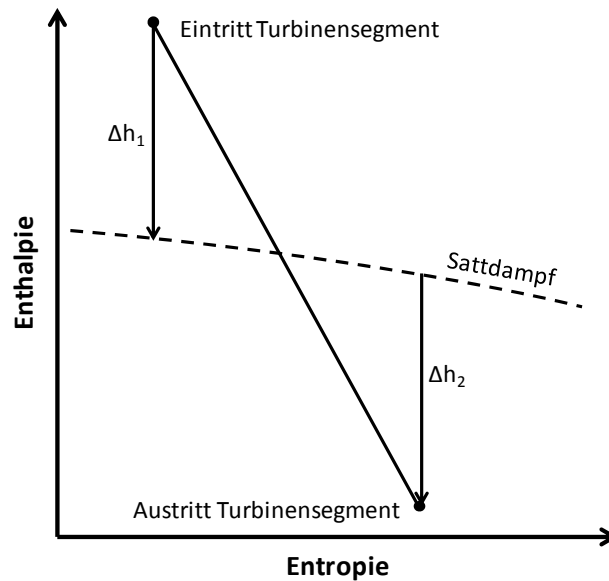


Abbildung A.2: Definition der Größen Δh_1 und Δh_2 zur Gewichtung des Baumann-Faktors, die Sattdampflinie wird dabei als linear angenommen

A.2 ALTERNATIVE ANSÄTZE DER WÄRMEINTEGRATION

In der Literatur existieren weitere Ansätze der Wärmeintegration, die in dieser Arbeit keine explizite Berücksichtigung finden.

Enthitzer

Der entnommene Dampfmassenstrom zur Lösungsmittelregeneration ist überhitzt und muss vor Eintritt in den Reboiler mittels Wassereinspritzung abgekühlt werden. Alternativ kann die sensible Wärme des Dampfes zunächst in einem Enthitzer auf das vom Reboiler zurückfließende Kondensat übertragen werden (Abbildung A.3). Dadurch kann das Reboilerkondensat auf höherem Temperaturniveau in den Kraftwerksprozess integriert werden. Der sich daraus ergebende Wirkungsgradvorteil hängt von der entnommenen Dampfmenge, dem Druckniveau der Dampfenahme und der Reboilertemperatur ab. Für einen auf 30 Gew.-% Monoethanolamin (MEA) basierenden CO_2 -Abtrennungsprozess wird in [20] eine Wirkungsgradsteigerung von 0,05 %-Punkten berechnet. Aufgrund des gesteigerten Integrationsaufwands wird ein Enthitzer in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

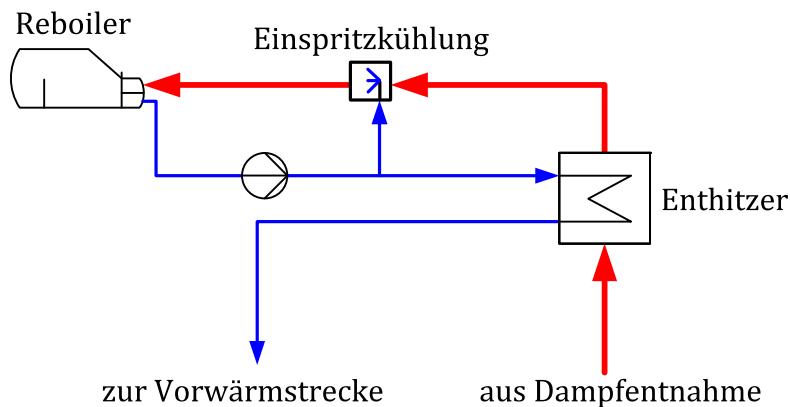


Abbildung A.3: Optimale Enthitzung des Entnahmedampfes

Fernwärme

Besteht am Kraftwerksstandort eine Angliederung an ein Fernwärmenetz (Kraft-Wärme-Kopplung), kann verfügbare Abwärme für die Bereitstellung von Fernwärme genutzt werden, ohne dass dazu Anzapfdampf aus den Turbinen erforderlich ist. Auf diese Weise lässt sich der Brennstoffausnutzungsgrad steigern. Für die Zielsetzung dieser Arbeit ist diese Integrationsvariante jedoch nicht sinnvoll, da die Anbindung an ein Fernwärmenetz als sehr spezieller Fall einzustufen ist. Darüber hinaus würde eine Durchmischung elektrischer Wirkungsgrade mit Brennstoffausnutzungsgraden keine transparente Evaluierung zulassen.

Eine Verschiebung von Wärme auf das Fernwärmenetz ist nur dann energetisch sinnvoll, wenn die geeigneten Wärmesenken im Kraftwerksprozess bereits vollständig bedient wurden und darüber hinaus weitere Abwärme verfügbar ist. Eine Unterkühlung des Reboilerkondensats zur Bereitstellung von Fernwärme hat sich nicht als wirkungsgradsteigernd herausgestellt [32].

Position des Speisewasserbehälters

Das Potenzial der Wärmeintegration in die ND-Vorwärmstrecke des Kraftwerks kann gesteigert werden, indem der SWB auf einem höheren Druck- und Temperaturniveau betrieben wird. Dazu könnte die Position eines HD-Vorwärmers mit der Position des Speisewasserbehälters inklusive der entsprechenden Anzapfungen getauscht werden. Dieses Szenario führt dazu, dass aufgrund der größeren Materialbelastung entweder höherwertigere Werkstoffe, größere Wandstärken oder mehrere parallel betriebene SWB eingesetzt werden müssen. In dieser Arbeit wird das Kondensat als Wärmesenke nur bei heutzutage üblichen Druck- und Temperaturniveaus des SWB betrachtet.

A.3 BEISPIELRECHNUNG FÜR INTEGRATION VON VERDICHTERABWÄRME

Für die Abwärme aus der CO₂-Verdichtung wird nur eine Wärmeintegration in die ND-Vorwärmstrecke berücksichtigt. Eine Wärmeintegration in die HD-Vorwärmstrecke erfordert hohe Abwärmemperaturen und somit hohe Verdichtungsverhältnisse. Der dadurch gesteigerte elektrische Bedarf der CO₂-Verdichtung kompensiert dabei den Wirkungsgradvorteil der Wärmeintegration. Dies soll an folgendem Beispiel gezeigt werden: Es werden drei unterschiedliche achtstufige Verdichter mit einem ZK (hohe Abwärmemperaturen), mit sieben ZK (niedrige Abwärmemperatur) und mit vier ZK (mittlere Abwärmemperaturen) hinsichtlich ihres Wirkungsgradpotenzials herangezogen. Die Ergebnisse sind in Tabelle A.3 zusammengefasst.

Aufgrund des Temperaturniveaus der HD-Vorwärmstrecke kann bei einem ZK nur ein kleiner Teil (etwa 30 %) der insgesamt nutzbaren Wärme auf die HD-Vorwärmstrecke übertragen werden. Der Rest der nutzbaren Wärme wird auf die ND-Vorwärmstrecke übertragen. Insgesamt ergibt sich durch die Wärmeintegration ein Wirkungsgradgewinn von etwa 1 %-Punkt. Allerdings führt der hohe elektrische Eigenbedarf zu einem Wirkungsgradverlust von etwa 3,4 %-Punkten, sodass diese Verdichterkonfiguration insgesamt zu dem größten Wirkungsgradverlust führt.

Bei sieben ZK liegt die Abwärme auf niedrigem Temperaturniveau vor, sodass eine Wärmeintegration nur zu einem geringen Wirkungsgradgewinn führt. Allerdings führt der niedrige elektrische Bedarf zu einem mit etwa 2,3 %-Punkten insgesamt niedrigeren Wirkungsgradverlust als bei einem ZK.

Bei vier ZK wird mit 2,2 %-Punkten der niedrigste Wirkungsgradverlust erreicht. Im Vergleich zu sieben ZK wird der elektrische Bedarf gesteigert. Dies wird allerdings vom Wirkungsgradgewinn durch Wärmeintegration überkompensiert.

Tabelle A.3: Wirkungsgradverlust durch CO₂-Verdichtung mit Wärmeintegration, Neubau, Wärmebedarf 3,0 MJ_{th}/kg CO₂, Desorberdruck 2 bar, Reboilertemperatur 120 °C, Kondensatordruck 40 mbar

Formelzeichen	8 Stufen, 1 ZK	8 Stufen, 7 ZK	8 Stufen, 4 ZK
w_{comp}	0,389 MJ _{el} /kg CO ₂	0,293 MJ _{el} /kg CO ₂	0,318 MJ _{el} /kg CO ₂
$q_{\text{wh,comp1}}$	0,252 MJ _{th} /kg CO ₂	0,533 MJ _{th} /kg CO ₂	0,096 MJ _{th} /kg CO ₂
$q_{\text{wh,comp2}}$	0,364 MJ _{th} /kg CO ₂	-	0,462 MJ _{th} /kg CO ₂
$t_{\text{wh,comp1}}$	255 °C	84 °C	85 °C
$t_{\text{wh,comp2}}$	237 °C	-	136 °C
$\Delta\eta_{\text{comp}}$	3,38 %-Pkt.	2,54 %-Pkt.	2,76 %-Pkt.
$\Delta\eta_{\text{hi}}$	0,96 %-Pkt.	0,22 %-Pkt.	0,56 %-Pkt.
$\Delta\eta_{\text{comp}} - \Delta\eta_{\text{hi}}$	2,42 %-Pkt.	2,32 %-Pkt.	2,20 %-Pkt.

A.4 ZAHLENBEISPIELE ZUR ABSCHÄTZUNG VON ΔP_{STEAM}

In Kapitel 5.1.1 wird erläutert, dass sich der Leistungsverlust durch die Dampfnahme ΔP_{steam} im Falle einer Nachrüstung vereinfacht nach Gleichung (9) bzw. Gleichung (10) berechnen lässt. Dies erfolgt beispielhaft für einen Überströmdruck im Auslegungspunkt von 5 bar, einen Wärmebedarf von 3 MJ/kg CO₂ und eine Reboilertemperatur von 150 °C für den Betrieb mit DHK und 100 °C für den Betrieb mit Drossel.

Betrieb mit DHK

$$\Delta P_{\text{steam}} = \left(\dot{m}_{\text{reb}} \Delta h_2 + \bar{m}_{\text{ND}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_3 + \bar{m}_{\text{ND}} \Delta h_4 \right) \eta_m \eta_{\text{gen}} \quad (9)$$

Aus der Simulation ergeben sich folgende Werte:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{reb}} &= 245,1 \text{ kg/s} & \Delta h_2 &= 57,0 \text{ kJ/kg} \\ \bar{m}_{\text{ND}} &= 516,1 \text{ kg/s} & \Delta h_3 &= 641,0 \text{ kJ/kg} \\ \dot{m}_{\text{MD,exit}} &= 558,3 \text{ kg/s} & \Delta h_4 &= 45,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Eingesetzt in Gleichung (9) ergibt sich für den Leistungsverlust:

$$\Delta P_{\text{steam}} = (13,97 \text{ MW} + 145,23 \text{ MW} + 23,43 \text{ MW}) \cdot 0,98 \cdot 0,987$$

$$\Delta P_{\text{steam}} = 176,65 \text{ MW}_{\text{el}}$$

Der direkt aus der Simulation ermittelte Leistungsverlust beträgt 167,82 MW_{el}, sodass die relative Abweichung bei etwa 5 % liegt.

Betrieb mit Drossel

$$\Delta P_{\text{steam}} = \left(\bar{m}_{\text{ND}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_3 + \bar{m}_{\text{ND}} \left(\frac{\dot{m}_{\text{MD,exit}} - \dot{m}_{\text{reb}}}{\dot{m}_{\text{MD,exit}}} \right) \Delta h_4 \right) \eta_m \eta_{\text{gen}} \quad (10)$$

Aus der Simulation ergeben sich folgende Werte:

$$\dot{m}_{\text{reb}} = 243,6 \text{ kg/s} \quad \Delta h_3 = 544,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\bar{m}_{\text{ND}} = 516,1 \text{ kg/s} \quad \Delta h_4 = -44,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{MD,exit}} = 558,3 \text{ kg/s}$$

Eingesetzt in Gleichung (10) ergibt sich für den Leistungsverlust:

$$\Delta P_{\text{steam}} = (122,68 \text{ MW} - 13,06 \text{ MW}) \cdot 0,98 \cdot 0,987 = 106,03 \text{ MW}_{\text{el}}$$

Der direkt aus der Simulation ermittelte Leistungsverlust beträgt 101,65 MW_{el}, sodass die relative Abweichung bei etwa 4 % liegt.

A.5 ZUSAMMENHANG ZWISCHEN WÄRMEBEDARF UND ERFORDERLICHEM ENTNAHMEDAMPFMASSENSTROM

In Abbildung A.4 sind die spezifischen Enthalpiedifferenzen des Entnahmedampfes für variierende Reboilertemperaturen dargestellt. Der Wärmebedarf beträgt dabei konstant 3 MJ/kg CO₂. Die Verdampfungsenthalpie sinkt mit steigender Reboilertemperatur aufgrund des steigenden Dampfdrucks der Entnahme. Die Enthalpiedifferenz der Überhitzung hingegen hängt neben der Reboilertemperatur auch von der Konfiguration der Dampfentnahme (Drossel oder DHK) und von Randbedingungen aus der Kraftwerksmodellierung (Turbinenwirkungsgrade, Überströmdruck) ab. Im hier dargestellten Beispiel sinkt der Anteil der Überhitzung zunächst für steigende Reboilertemperaturen und steigt ab einer Reboilertemperatur von 120 °C wieder an. Die Summe der Verdampfungsenthalpie und der Enthalpiedifferenz der Überhitzung stellt die thermische Energie dar, die im Reboiler übertragen wird und ist somit umgekehrt proportional zu dem erforderlichen Dampfstrom.

derlichen Entnahmedampfmassenstrom. Der Anteil der Überhitzung an der übertragenen Wärme liegt für den gesamten in dieser Arbeit betrachteten Wertebereich zwischen 4 % und 16 %.

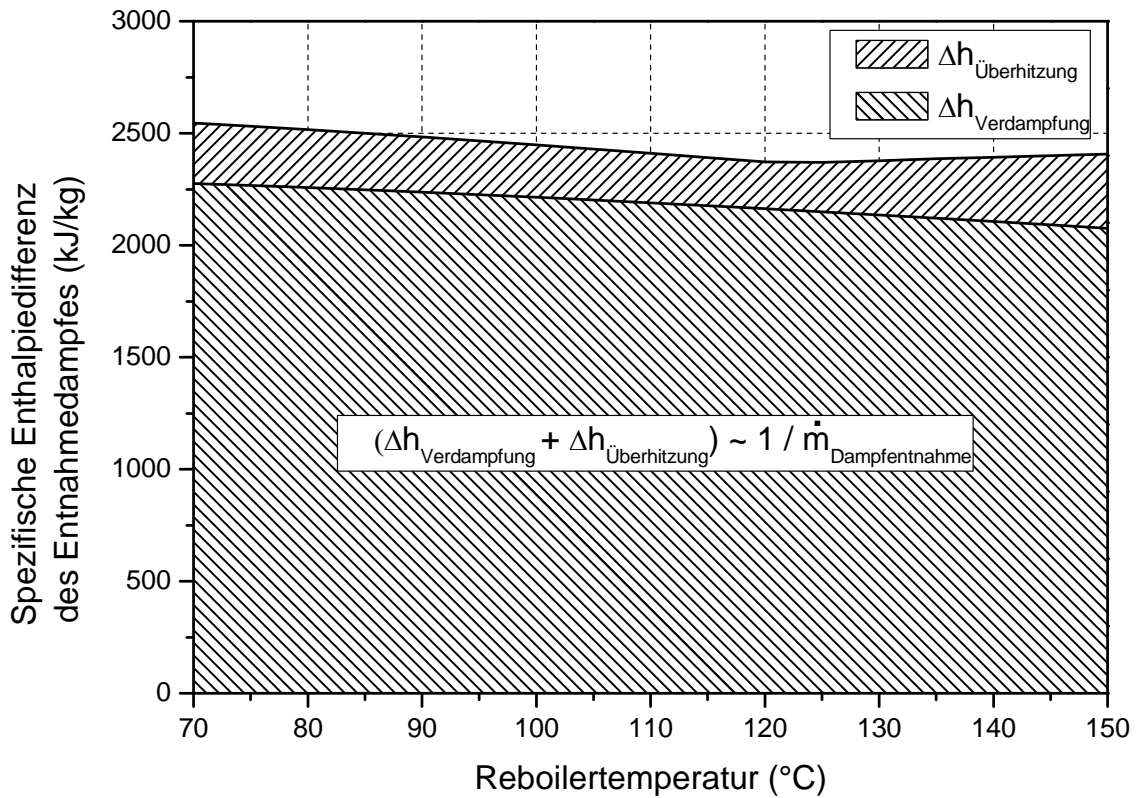


Abbildung A.4: Spezifische Enthalpiedifferenzen des Entnahmedampfes für eine variierende Reboilertemperatur (Überströmdruck im Auslegungsbetriebspunkt 5 bar, Wärmebedarf 3 MJ/kg CO₂)

A.6 ZIELGRÖßEN DER CO₂-VERDICHTUNG

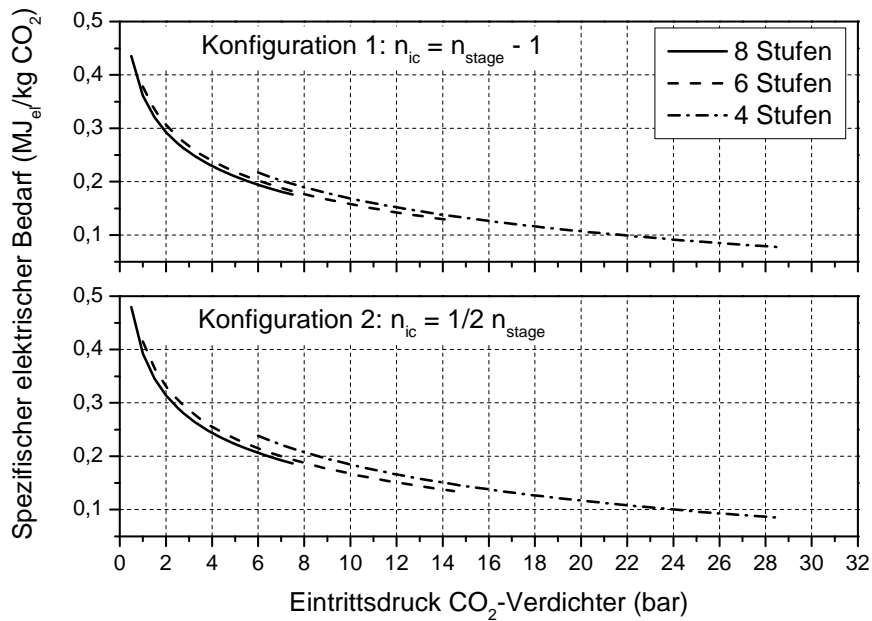


Abbildung A.5: Spezifischer elektrischer Bedarf für die CO₂-Verdichtung in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck, Austrittsdruck 110 bar

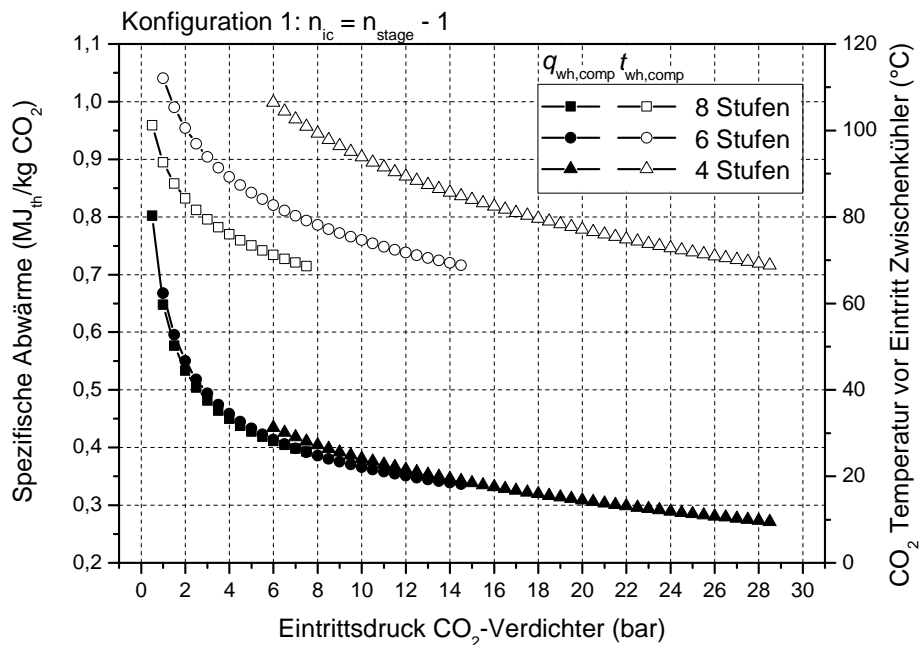


Abbildung A.6: Spezifische Abwärme und CO₂-Temperatur vor Eintritt in einen Zwischenkühler bei der CO₂-Verdichtung in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck, Konfiguration 1, Austrittsdruck 110 bar

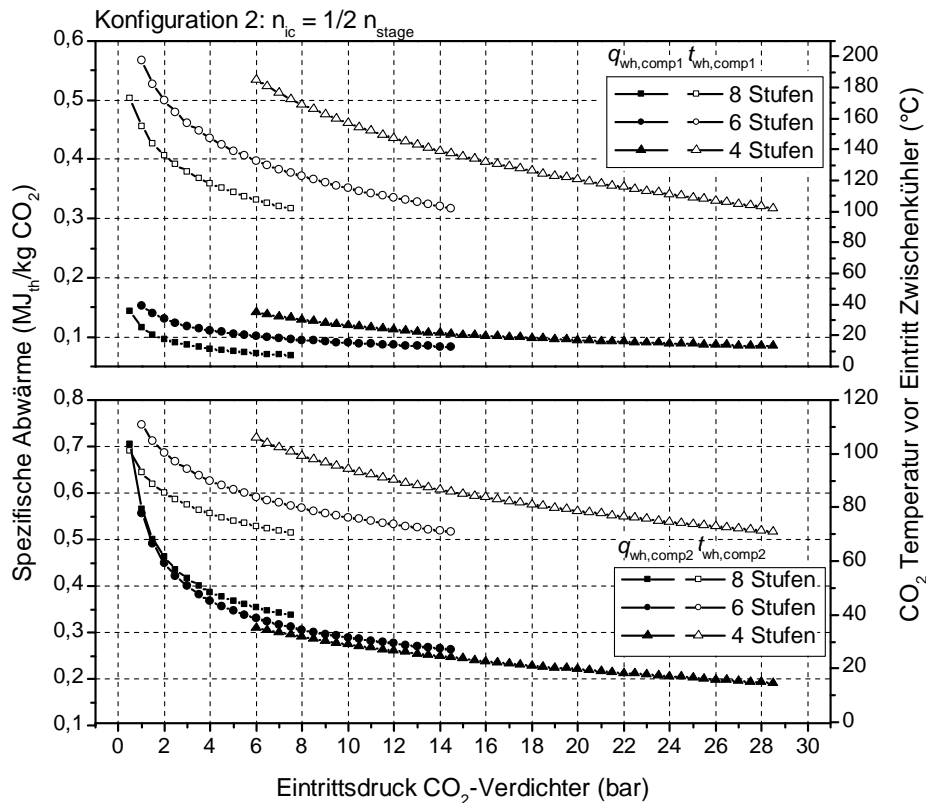


Abbildung A.7: Spezifische Abwärme und CO₂-Temperatur vor Eintritt in einen Zwischenkühler bei der CO₂-Verdichtung in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck, Konfiguration 2, Austrittsdruck 110 bar

A.7 BEISPIELRECHNUNG

In Tabelle A.4 sind die Schnittstellengrößen eines angenommenen nachgerüsteten CO₂-Abtrennungsprozesses aufgelistet. Für diese wird in Tabelle A.5 eine energetische Gesamtprozessberechnung mit den Korrelationen aus Kapitel 5 unter Angabe wesentlicher Zwischenergebnisse durchgeführt. Dabei werden die Charakteristika des Referenzkraftwerks aus Tabelle 4.1 und die Randbedingungen für die Integration aus Tabelle 4.5 verwendet. Zur Vereinfachung der Rechnung wird anstelle einer Optimierung der Verdichterkonfiguration ein Verdichter mit sechs Stufen und 3 Zwischenkühlern angenommen. Neben der verfügbaren Abwärme aus der CO₂-Abtrennungsanlage (Index 1) wird die Abwärme aus der CO₂-Verdichtung auf zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus verwendet (Index 2 und 3).

Tabelle A.4: Schnittstellengrößen für die Beispielrechnung

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Spezifischer Wärmebedarf	q_{reb}	3,5	MJ _{th} /kg CO ₂
Spezifischer Kühlbedarf	$q_{\text{cool,ccu}}$	3,0	MJ _{th} /kg CO ₂
Spezifischer elektrischer Bedarf	w_{aux}	0,06	MJ _{el} /kg CO ₂
Reboilertemperatur	t_{reb}	120	°C
Desorberdruck	$p_{\text{des}} = p_{\text{in,comp}}$	2,0	bar
Spezifische Abwärme*	q_{hi}	0,9	MJ _{th} /kg CO ₂
Obere Abwärmtemperatur	$t_{\text{hi,up}}$	105	°C
Untere Abwärmtemperatur	$t_{\text{hi,low}}$	40	°C

Tabelle A.5: Ergebnisse der Beispielrechnung

Formelzeichen	Wert	Einheit	Gleichung
p_{ext}	3,00	bar	(12)
σ_{r1}	0,198	-	(13)
σ_{r2}	0,207	-	(14), (15), (16)
σ_{r3}	0,214	-	(17), (18)
σ_{ri}	σ_{r3}	-	(19)
σ_r	0,214	-	(20), (21)
ΔP_{steam}	145,88	MW _{el}	(11)
w_{comp}	0,337	MJ/kg CO ₂	(27)
q_{comp1}	0,130	MJ/kg CO ₂	(28)
q_{comp2}	0,450	MJ/kg CO ₂	(28)

Formelzeichen	Wert	Einheit	Gleichung
$t_{wh,comp1}$	100,4	°C	(29), (30)
$t_{wh,comp2}$	171,9	°C	(29), (30)
ΔP_{comp}	65,66	MW _{el}	(23)
ΔP_{aux}	11,70	MW _{el}	(31)
\dot{m}_{cw}	12661	kg/s	(33)
ΔP_{cw}	4,92	MW _{el}	(32)
$\dot{m}_{cond,max1}$	273,8	kg/s	(36), (37) (39), (40)
$\dot{m}_{cond,max2}$	271,5	kg/s	(36), (37) (39), (40)
$\dot{m}_{cond,max3}$	304,1	kg/s	(36), (37) (39), (40)
$q_{hi,max1}$	0,457	MJ/kg CO ₂	(34), (35), (38)
$q_{hi,max2}$	0,426	MJ/kg CO ₂	(34), (35), (38)
$q_{hi,max3}$	0,917	MJ/kg CO ₂	(34), (35), (38)
σ_{hi1}	0,097	-	(43), (44)
σ_{hi2}	0,090	-	(43), (44)
σ_{hi3}	0,171	-	(43), (44)
$q_{hi,used_1}$	0,457	MJ/kg CO ₂	(41) , (47)
$q_{hi,used_2}$	0	MJ/kg CO ₂	(41) , (47)
$q_{hi,used_3}$	0,450	MJ/kg CO ₂	(41) , (47)
ΔP_{hi}	23,63	MW _{el}	(42)
$Q_{cw,hi1}$	0,443	MJ/kg CO ₂	(46)
$Q_{cw,hi2}$	0,130	MJ/kg CO ₂	(46)
$Q_{cw,hi3}$	0	MJ/kg CO ₂	(46)
$\dot{m}_{cw,hi1}$	1868	kg/s	(33)

Formelzeichen	Wert	Einheit	Gleichung
$\dot{m}_{cw,hi2}$	0	kg/s	(33)
$\dot{m}_{cw,hi3}$	548	kg/s	(33)
$\Delta P_{cw,hi1}$	0,73	MW _{el}	(32)
$\Delta P_{cw,hi2}$	0	MW _{el}	(32)
$\Delta P_{cw,hi3}$	0,21	MW _{el}	(32)

Endergebnisse			
ΔP_{steam}	145,88 MW _{el}	$\Delta \eta_{steam}$	6,50 %-Pkt.
ΔP_{comp}	65,66 MW _{el}	$\Delta \eta_{comp}$	2,93 %-Pkt.
ΔP_{aux}	11,70 MW _{el}	$\Delta \eta_{aux}$	0,52 %-Pkt.
ΔP_{cw}	5,85 MW _{el}	$\Delta \eta_{cw}$	0,26 %-Pkt.
ΔP_{hi}	23,63 MW _{el}	$\Delta \eta_{hi}$	1,05 %-Pkt.
ΔP_{PCC}	205,47 MW _{el}	$\Delta \eta_{PCC}$	9,15 %-Pkt.

A.8 SCHNITTSTELLENGRÖßEN FÜR GESAMTPROZESSBEWERTUNG

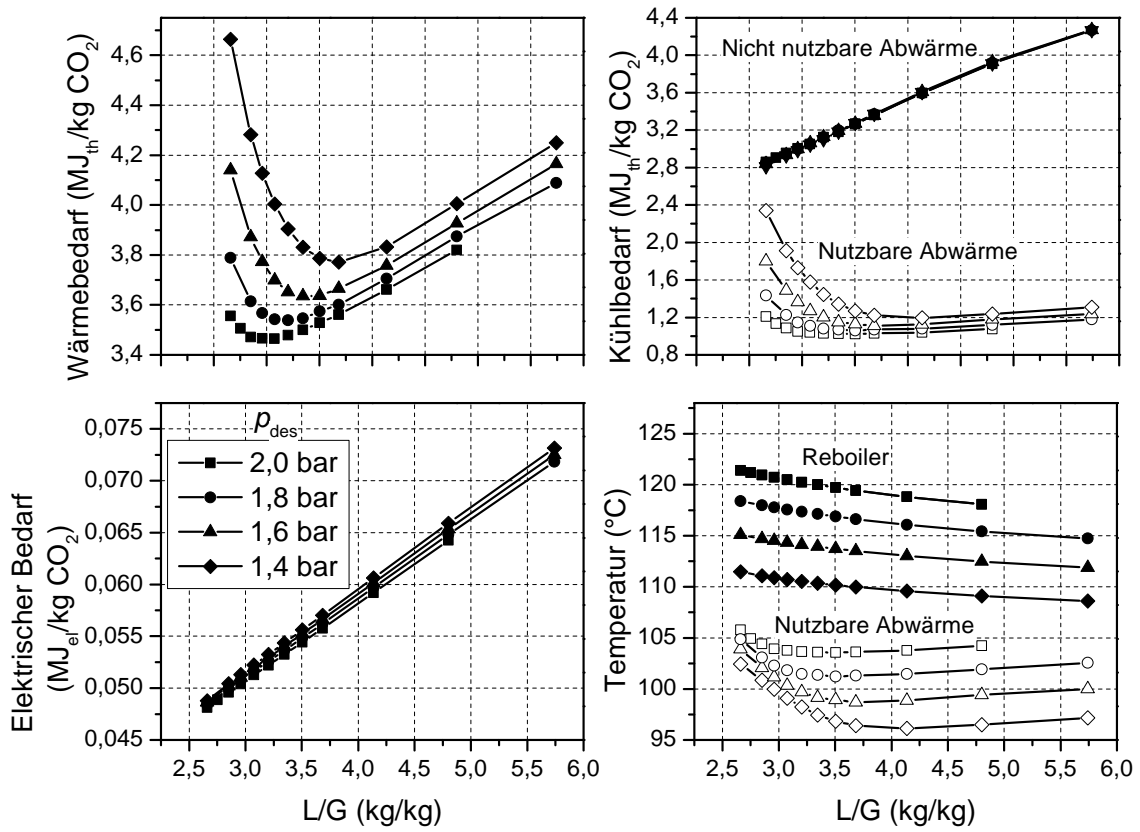


Abbildung A.8: Schnittstellengrößen für MEA nach [28]

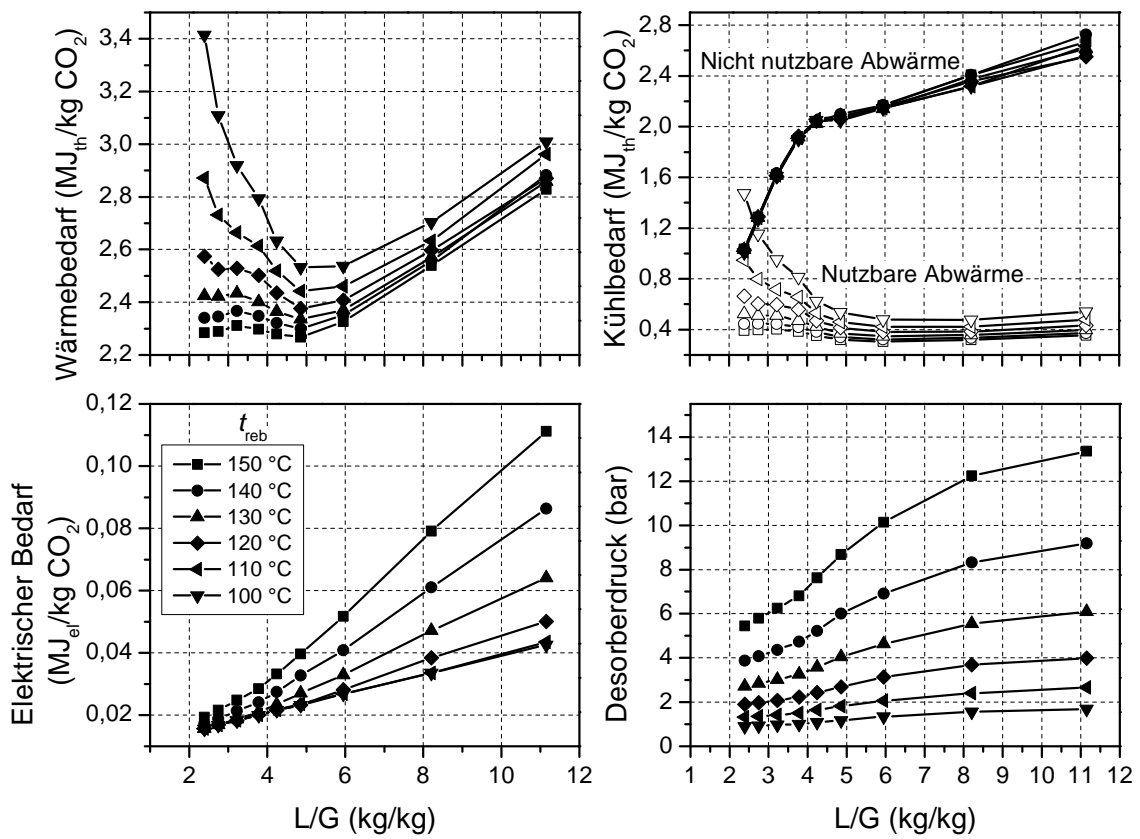


Abbildung A.9: Schnittstellengrößen für Piperazin nach [74]