

Untersuchung der Teillastfahrweise von Oxyfuel-Kraftwerken

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation (Monografie)

von
Christoph Hasenbein

aus
Bochum

2025

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz

Vorsitzender des Prüfungsausschusses:

Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. Dr. h.c. Stefan Heinrich

Tag der mündlichen Prüfung:

08.07.2024

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Technischen Universität Hamburg und während meiner beruflichen Laufbahn. Herrn Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather danke ich dafür, mir die Promotion ermöglicht zu haben, die fachliche Diskussion und Unterstützung sowie dafür, auch nach so vielen Jahren die Promotion abschließen zu können.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz danke ich für die Übernahme des Koreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. Dr. h.c. Stefan Heinrich danke ich für seine Tätigkeit als Vorsitzender der Prüfungsausschusses.

Den Kollegen des Instituts, vor allem Mathias Klostermann, danke ich für die fachlichen und weniger fachlichen Diskussionen und Gespräche. Meinem Bürokollegen und Projektpartner Volker Roeder danke ich darüber hinaus dafür, dass aus dem beruflichen Kontakt eine fortdauernde Freundschaft entstanden ist.

Meinen Freunden, insbesondere Sönke Klostermann, danke ich für die Unterstützung und das andauernde Interesse am Abschluss meiner Arbeit.

Meinen Eltern und meinem Bruder danke ich für die fortwährende Unterstützung in jeglichen Lebenslagen.

Zusammenfassung

Der Oxyfuel-Prozess stellt neben der Post Combustion CO₂-Abtrennung und der Pre-Combustion CO₂-Abtrennung einen der drei wichtigsten Technologiepfade dar, um CO₂ aus einem mit Festbrennstoff befeuerten Kraftwerksprozess abzutrennen. Beim Oxyfuel-Prozess wird durch die Abtrennung des Stickstoffs aus der Verbrennungsluft mithilfe einer Luftzerlegungsanlage ein CO₂-reiches Rauchgas produziert. Dieses wird anschließend in der Rauchgasaufbereitung von Begleitstoffen gereinigt und kann weiter genutzt oder in geeignete Lagerstätten verpresst werden.

Bisherige Arbeiten stellen den Oxyfuel-Prozess nur bei Volllast dar und thematisieren dabei beispielsweise Prozessoptimierungen zur Absenkung des Energiebedarfs, zur Anhebung der Abtrennungsrate oder den Einsatz des Prozesses mit Wirbelschichtfeuerungen oder in anderen Kraftwerkprozessen. Kraftwerke werden jedoch mittlerweile häufig bei Teillast betrieben und dies wird auch für etwaige Prozesse mit CO₂-Abtrennung gelten.

Diese Arbeit untersucht deswegen das Verhalten bei Teillast am Beispiel des steinkohlebefeuerten Oxyfuel-Prozesses. Die Ergebnisse der Arbeit lassen sich auf den Oxyfuel-Prozess mit anderen Festbrennstoffen übertragen. Die Kenntnisse über das Verhalten des Prozesses werden durch Simulationen erlangt. Dazu wird der Prozess durch eine geeignete mathematische Modellierung abgebildet.

Der Fokus liegt auf dem für die Teillast wichtigen Verhalten der Hauptkomponenten Luftzerlegungsanlage, Dampferzeuger und Rauchgasaufbereitungsanlage. Bei der Rauchgasaufbereitungsanlage werden als Varianten die einstufige partielle Kondensation (des Rauchgases) mit interner Kälteerzeugung und die zweistufige partielle Kondensation mit externer Kälteerzeugung untersucht. Als externer Parameter wird der Falschlufteintrag in das Rauchgas variiert. Wichtigste Ergebnisse des Gesamtprozesses sind der Wirkungsgrad und prozesstechnische Grenzen wie die erreichbare Abtrennungsrate.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis.....	VII
Abkürzungen und Formelzeichen.....	VIII
1 Einleitung.....	1
1.1 Stand von Wissenschaft und Forschung.....	3
1.2 Abgrenzung, Ziel und Aufbau der Arbeit.....	4
2 Der Oxyfuel-Prozess.....	6
2.1 Kennzahlen	8
2.2 Kraftwerksprozess.....	12
2.2.1 Rauchgasrezirkulation.....	12
2.2.2 Falschluf.....	15
2.2.3 Rauchgasreinigungsanlagen.....	16
2.2.4 Wasser-Dampf-Kreislauf.....	17
2.3 Luftzerlegungsanlage.....	17
2.4 GPU.....	20
2.4.1 Einstufige partielle Kondensation mit interner Kälteerzeugung ...	21
2.4.2 Zweistufige partielle Kondensation mit externer Kälteerzeugung	25
2.4.3 Mehrstromwärmeübertrager.....	26
3 Modellierung.....	29
3.1 Druckverluste	29
3.2 Kraftwerksprozess.....	30
3.2.1 Mühlen	30
3.2.2 Falschluf.....	30
3.2.3 Vorwärmung der primären Rauchgasrezirkulation.....	31
3.2.4 Rauchgasreinigungsanlagen.....	31
3.2.5 Dampferzeuger	32
3.2.6 Wasser-Dampf-Kreislauf.....	37

3.3	Luftzerlegungsanlage (LZA)	39
3.4	GPU	41
3.4.1	Modellierung des Mehrstromwärmeübertragers.....	43
3.5	Strömungsmaschinen.....	52
3.5.1	Pumpen	52
3.5.2	Verdichter und Gebläse.....	53
3.5.3	Expander in der GPU	54
3.6	Elektrische Maschinen.....	55
3.6.1	Generator.....	55
3.6.2	Elektrische Antriebe.....	56
3.7	Sonstige Verluste	56
3.8	Tabelle mit Randbedingungen.....	56
4	Untersuchungen und Ergebnisse	62
4.1	Verhalten des Dampferzeugers.....	63
4.2	Schwefelsäuretaupunkt.....	78
4.3	Verhalten der Luftzerlegungsanlage	79
4.4	Verhalten der GPU	81
4.4.1	Verhalten der einstufigen partiellen Kondensation	84
4.4.2	Verhalten der zweistufigen partiellen Kondensation	85
4.4.3	Verhalten der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	87
4.4.4	Verhalten der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.....	94
4.5	Gesamtprozess.....	101
5	Zusammenfassung	106
	Literatur.....	109
Anhang A.	Bestimmung und Regelung der Rauchgasrezirkulationsmenge..	116
Anhang B.	Kennlinien zur Modellierung des Dampferzeugers	118

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schema des Oxyfuel-Prozesses.....	7
Abbildung 2.2: Definition der Sauerstoffzahl beim Oxyfuel-Prozess	10
Abbildung 2.3: Normierte Volumenstromkennlinie des Dampferzeugers	14
Abbildung 2.4: Abdeckbarer Lastbereich einer LZA.....	19
Abbildung 2.5: Abdeckung der Gesamtlast aller drei LZA.....	20
Abbildung 2.6: Verhalten der einstufigen partiellen Kondensation	22
Abbildung 2.7: Schema einer GPU mit einstufiger partieller Kondensation	24
Abbildung 2.8: Schema einer GPU mit zweistufiger partieller Kondensation	25
Abbildung 2.9: Ausschnitt eines Plate-Fin-Wärmeübertragers mit serrated fins	27
Abbildung 2.10: Summenkurven des Wärmeübertragers der GPU	28
Abbildung 3.1: Schema des Zwei-Zonen-Modells des Dampferzeugers	32
Abbildung 3.2: Rauchgasvolumenströme am Austritt des Dampferzeugers	33
Abbildung 3.3: Rauchgastemperaturen im Dampferzeuger	34
Abbildung 3.4: Menge der ZÜ-Einspritzung.....	35
Abbildung 3.5: Temperaturen wichtiger Ströme des Wasser-Dampf-Kreislaufs.	36
Abbildung 3.6: Parameter des Frischdampfs und der Zwischenüberhitzung	37
Abbildung 3.7: Schema des Modells der LZA.....	40
Abbildung 3.8: Qualitatives Kennfeld der Luft-Verdichter der LZA	41
Abbildung 3.9: Maße der Einbauten im Plate-Fin-Wärmeübertrager	43
Abbildung 3.10: Druckverlust des kondensierenden Rauchgases	49
Abbildung 3.11: Druckverlust des verdampfenden CO ₂	50
Abbildung 3.12: Druckverlust des Restgases	50
Abbildung 3.13: Relativer Wärmeübergang des Rauchgases.....	51
Abbildung 3.14: Relativer Wärmeübergang des Restgases	51
Abbildung 3.15: Relativer Wärmeübergang des CO ₂ -Stroms.....	52
Abbildung 4.1: Relative Falschlufteile bei Volumenstromkennlinie A.....	64
Abbildung 4.2: Rauchgasseitige Stoffmassenströme des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie A.....	65
Abbildung 4.3: Rauchgasrezirkulationsraten bei Volumenstromkennlinie A	67
Abbildung 4.4: Lokale und globale Sauerstoffzahl λ bei Volumenstromkennlinie A	68
Abbildung 4.5: Volumenanteile der Hauptrauchgaskomponenten bei Volumenstromkennlinie A.....	69

Abbildung 4.6: Volumenanteil Sauerstoff am Eintritt in die GPU bei Volumenstromkennlinie A	70
Abbildung 4.7: Volumenanteile der Mischung von Rauchgas und Sauerstoff bei Volumenstromkennlinie A	71
Abbildung 4.8: Rauchgasrezirkulationsraten bei Volumenstromkennlinie B.....	72
Abbildung 4.9: Relative Falschlufteanteile bei Volumenstromkennlinie B	73
Abbildung 4.10: Rauchgasseitige Stoffmassenströme des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie B	74
Abbildung 4.11:Lokale und globale Sauerstoffzahl λ bei Volumenstromkennlinie B.....	75
Abbildung 4.12:Volumenanteile der Mischung von Rauchgas und Sauerstoff bei Volumenstromkennlinie B	76
Abbildung 4.13: Volumenanteile der Hauptrauchgaskomponenten bei Volumenstromkennlinie B	77
Abbildung 4.14: Relativer Sauerstoffmassenstrom der LZA.....	78
Abbildung 4.15: Schwefelsäuretaupunkt im Rauchgas.....	79
Abbildung 4.16: Spezifischer Energiebedarf der LZA.....	81
Abbildung 4.17: Temperatur des Sauerstoffs aus der LZA.....	81
Abbildung 4.18: Volumenanteile im Rauchgas am Eintritt in die GPU bei Volumenstromkennlinie A	82
Abbildung 4.19: Volumenanteile im Rauchgas am Eintritt in die GPU bei Volumenstromkennlinie B	83
Abbildung 4.20: Betriebspunkte der einstufigen partiellen Kondensation	85
Abbildung 4.21: Betriebspunkte der zweistufigen partiellen Kondensation bei 2%,m.....	86
Abbildung 4.22: Betriebsweise der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	88
Abbildung 4.23: Abtrennungsrate CCR und Reinheit Ψ der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	89
Abbildung 4.24: Volumenanteile des CO ₂ -Stroms der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	90
Abbildung 4.25: Volumetrische Zusammensetzung des Restgasstroms der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	91
Abbildung 4.26: Druck des CO ₂ -Stroms am Eintritt des Endverdichters der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	92

Abbildung 4.27: Massenströme der GPU mit einstufiger partieller Kondensation	93
Abbildung 4.28: elektrische Leistungen der GPU mit einstufiger partieller Kondensation.....	94
Abbildung 4.29: Betriebsweise der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation	96
Abbildung 4.30: Abtrennungsrate und Reinheit der ein- und der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation	97
Abbildung 4.31: Volumenanteile des Restgasstroms der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.....	98
Abbildung 4.32: Volumenanteile des CO ₂ der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.....	99
Abbildung 4.33: Elektrische Leistungen der Hauptaggregate der GPU.....	100
Abbildung 4.34: Spezifischer elektrischer Energiebedarf der GPUs	101
Abbildung 4.35: Wirkungsgrade des Gesamtprozesses bei Teillast.....	102
Abbildung 4.36: Elektrischer Eigenbedarf der Hauptverbraucher	104
Abbildung 4.37: Spezifische CO ₂ -Emissionen des Prozesses	105
Abbildung A.1: Bestimmung der Rauchgasrezirkulationsmengen	116
Abbildung B.1: Normierte Rauchgastemperatur am Economiseraustritt.....	118
Abbildung B.2: Normierter Gleitdruck des Dampferzeugers	118
Abbildung B.3: Normierter Druckverlust der HD-Seite im Dampferzeuger	119
Abbildung B.4: Normierte ZÜ-Austrittstemperatur	119

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Randbedingungen	56
Tabelle 4.1: Untersuchte Prozessvarianten, Benennung der Varianten.....	62

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

Ar	Argon
CCR	engl. Carbon Capture Rate
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
GPU	engl. Gas Processing Unit
H ₂ O	Wasser
HD	Hochdruck
IGCC	engl. Integrated Gasification Combined Cycle
LZA	Luftzerlegungsanlage
MD	Mitteldruck
N ₂	Stickstoff
ND	Niederdruck
NH ₃	Ammoniak
O ₂	Sauerstoff
PCC	engl. Post Combustion Capture
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
SWP	Speisewasserpumpe(n)
Volumenstromkennlinie A	Mit A bezeichnete Volumenstromkennlinie des Rauchgases im Dampferzeuger, entsprechend der Festlegung in Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.2.1
Volumenstromkennlinie B	Mit B bezeichnete Volumenstromkennlinie des Rauchgases im Dampferzeuger, entsprechend der Festlegung in Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.2.1

$x\%,\text{const}$ gleichbleibender *Falschluffanteil* im gesamten Lastbereich von $x\%$, z. B. bedeutet $4\%,\text{const}$ einen Falschluffanteil von konstant 4% im gesamten Lastbereich

$x\%,\text{m}$ gleichbleibender *Falschluffmassenstrom* im gesamten Lastbereich, entsprechend $x\%$ bei Nennlast, z. B. bedeutet $4\%,\text{m}$ einen konstanten Falschluffmassenstrom im gesamten Lastbereich, entsprechend 4% Falschluff bei Nennlast

Lateinische Symbole

c_p	Spezifische Wärmekapazität
D	Durchmesser
f	Fanning Friction Faktor
F	Faktor
Fr	Froude-Zahl
g	Erdbeschleunigung
h	Finnenhöhe, spezifische Enthalpie
H	Förderhöhe
H_u	unterer Heizwert
j	Colburn Faktor
l	Finnenlänge, Länge
\dot{m}	Massenstrom
m'	Massenstromdichte
p	Druck
P	Leistung
Pr	Prandtl-Zahl
Q	Wärmestrom

Re	Reynolds-Zahl
Re*	kritische Reynolds-Zahl
s	Finnenbreite
t	Finnendicke
T	Temperatur
u _r	Schlupfrate
v	spezifisches Volumen
\dot{V}	Volumenstrom
w	spezifischer Bedarf
We	Weber-Zahl
x	Dampfmassenanteil
y	volumetrischer Anteil

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient, Verhältnis von Finnenbreite zu -höhe
γ	Verhältnis von Finnendicke zu -breite
δ	Verhältnis von Finnendicke zu -länge
ε	Rauchgasrezirkulationsrate
ζ	Falschlufanteil
η	Wirkungsgrad
η_p	Polytropenexponent
θ	Winkel Flussrichtung zur Horizontalen
κ	Isentropenexponent
λ	Sauerstoffzahl, Wärmeleitfähigkeit
μ	dynamische Viskosität
X	

ρ	Dichte
σ	Oberflächenspannung
ψ	Reinheit

Indizes

aus	Austritt
Br	Brennstoff
br.	Brutto
cond	Kondensation
eff	effektiv
ein	Eintritt
el.	elektrisch
fric	friction
FL	Falschluff
g	gasförmig
geod.	geodätisch
grav.	gravimetrisch
G	global
h	hydraulisch
l	liquid
L	lokal
mech	mechanisch
N	Nennlast
net.	Netto
rad	Strahlung
stöch.	stöchiometrisch
T	gesamt (engl. total)

Verbr.

Verbrennung

1 Einleitung

In der Wissenschaft ist die vorherrschende Meinung, dass der anthropogene Einfluss maßgeblich einen Klimawandel und eine globale Erwärmung der Erde verursacht [1, 2, 3]. Neben weiteren Treibhausgasen hat der hohe CO₂-Ausstoß den größten Einfluss. Einen erheblichen Anteil an diesem Ausstoß haben die CO₂-Emissionen fossil befeuerter Kraftwerke zur Stromerzeugung [4].

In Deutschland steigt der Anteil regenerativer Energieträger kontinuierlich an und hat 2022 46,2 % erreicht [5]. Da aber ihr Einspeiseverhalten volatil ist und geeignete Speichermöglichkeiten fehlen, muss die Residuallast anderweitig bereitgestellt werden. Dies geschieht durch fossil befeuerte Kraftwerke und Kernkraftwerke. Durch die Stilllegung der Kernkraftwerke dominieren weiterhin kohlebefeuerte Kraftwerke die Bereitstellung der Residuallast und erzeugten in Deutschland beispielsweise im Jahre 2022 33 % der elektrischen Energie [6]. Mit der bis spätestens 2038 vorgesehenen Abschaltung kohlebefuerter Kraftwerke in Deutschland [7] werden deren CO₂-Emissionen entfallen. Einige bestehende Kraftwerke werden unter weitgehender Beibehaltung des Prozesses und wichtiger Anlagenteile wie der Dampferzeuger auf die Feuerung mit Biomasse umgestellt. Ein Beispiel ist der Umbau des steinkohlebefeuerten Kraftwerks in Hamburg Tiefstack [8]. Weltweit ist immer noch ein Zubau fossil befeuerter Kraftwerke zu verzeichnen, vor allem, um den steigenden Energiebedarf in Asien (vor allem China) und in den Schwellenländern zu decken [3, 10, 11, 12]. Aufgrund ihres geringen Alters haben diese eine lange Restlaufzeit [13]. Wegen der weltweiten Verfügbarkeit und des geringen Preises wird Kohle auch in Zukunft ein wichtiger Energieträger bleiben.

Eine Senkung der spezifischen CO₂-Emissionen zur Bereitstellung elektrischer Energie aus fossilen Energieträgern kann durch eine Erhöhung des Wirkungsgrads der bereitstellenden Anlagen, einen Wechsel des Brennstoffs zu einer kohlenstoffärmeren Variante und die Abtrennung des anfallenden CO₂ mit anschließender unterirdischer Speicherung oder Nutzung erreicht werden. Letzteres wird üblicherweise durch CCS (engl. Carbon Capture and Storage) oder CCU (engl. Carbon Capture and Usage) abgekürzt. Der hohe Wirkungsgrad moderner Kraftwerke lässt sich nur noch durch hohe finanzielle Aufwendungen verbessern. Eine Minderung der CO₂-Emissionen um beispielsweise 90 % durch Anhebung des Wirkungsgrads ist schon aus thermodynamischen Gründen nicht erreichbar [14]. Zusätzlich lässt der vermehrte Teillastbetrieb und häufigere Stillstände den Bau

hocheffizienter Kraftwerke finanziell unattraktiv werden. Auch ein Brennstoffwechsel, beispielsweise von Kohle zu Erdgas, ist kostenintensiv bzw. aus strategischen Gründen (Brennstoffdiversität) unattraktiv. Die Abtrennung des CO₂ ist zwar ebenfalls kostenintensiv, kann aber bei entsprechenden Preisen der Zertifikate für CO₂-Emissionen finanziell attraktiv sein und bleibt somit im internationalen Umfeld eine Möglichkeit, die Residuallast mit Strom aus kohlebefeuelten Kraftwerken bei niedrigeren CO₂-Emissionen zu decken. In Deutschland ist die Abtrennung des CO₂ aus kohlebefeuelten Kraftwerken nicht mehr denkbar. Für biomassebefeuelte Anlagen ist sie mit dem Ziel negativer CO₂-Emissionen Teil der Forschung [15] und wird in aktuellen Planungen diskutiert [16].

Bei der Senkung der CO₂-Emissionen durch die Abtrennung des CO₂ sind die wichtigsten drei Technologiepfade die Pre-Combustion CO₂-Abtrennung, die Post Combustion CO₂-Abtrennung (PCC) und der Oxyfuel-Prozess. Bei der Pre-Combustion findet die CO₂-Abtrennung vor der Verstromung des Brennstoffs statt. Ein Beispiel hierfür ist der IGCC-Prozess (engl. Integrated Gasification Combined Cycle). Bei der PCC wird einem konventionellen Kraftwerksprozess eine CO₂-Abtrennung (meist in Form einer Wäsche des Rauchgases) nachgeschaltet. Beim Oxyfuel-Prozess wird durch die Abtrennung des Stickstoffs aus der Verbrennungsluft mithilfe einer Luftzerlegungsanlage ein CO₂-reiches Rauchgas produziert. Dieses wird anschließend in der Rauchgasaufbereitung von Begleitstoffen gereinigt.

Der IGCC-Prozess ist komplex im Betrieb, gerade wenn durch eine hohe Prozessintegration zur Wirkungsgradsteigerung eine starke Kopplung der Anlagenteile untereinander gegeben ist. Bei der PCC ergibt sich ein hoher Wirkungsgradverlust. Der Oxyfuel-Prozess stellt zu diesen beiden Prozessen eine interessante Alternative dar. Auch hohe CO₂-Abtrennungsraten von 99 % sind mit ihm bei vergleichbar geringem Energiebedarf möglich [17].

Nicht nur in Deutschland, sondern auch international werden regenerative Energien ausgebaut und einen steigenden Anteil an der Stromproduktion haben [18]. Kraftwerke mit CO₂-Abtrennung können sich nicht auf den reinen Grundlastbetrieb mit vorwiegender Volllast beschränken, sondern müssen im gesamten Lastband (Anfahren, Abfahren, Schwachlast und Teillast sowie Volllast) mit CO₂-Abtrennung betrieben werden können und dabei die Anforderungen an die Abtrennungsrate und die Reinheit des abgetrennten CO₂ einhalten.

1.1 Stand von Wissenschaft und Forschung

Der Fokus der Forschung im Bereich des Oxyfuel-Prozesses liegt auf der energetischen Betrachtung von Varianten des Gesamtprozesses und der detaillierten Betrachtung einzelner Teilsysteme. So gibt es umfassende energetische Betrachtungen des Gesamtprozesses mit verschiedenen Prozessvarianten [19, 20, 21, 14, 22]. Dickmeis stellt in [17] die Maximierung der CO₂-Abtrennung in den Fokus. Der Oxyfuel-Prozess beim Einsatz einer Wirbelschicht wird mit Fokus auf den Dampferzeuger von Günther in [23] und mit Fokus auf den Gesamtprozess von Weng in [24] analysiert. Beggel et. al. [25] setzen sich mit der Sauerstoffbereitstellung durch Membranen an Stelle einer kryogenen Luftzerlegung auseinander. Raindl untersucht den Wärmeübergang bei der Kondensation von CO₂-Wasser-Gemischen und kombiniert dies mit einem druckaufgeladenen Oxyfuel-Prozess und komplexen Kreisläufen [26]. Riethmann und Hitzweibel betrachten den Oxyfuel-Prozess beim Einsatz von Gas- und Dampfkraftwerken [27, 28]. Die Grundlagen für die Modellierung der Gasreinigung werden durch die experimentelle Forschung zur Bereitstellung von Stoffdaten von Köpke [29] und Küster [30] gelegt. Die Betrachtung der Entstehung von Schadstoffen bei der Verbrennung (Mieske in [31]) und deren Auswirkungen auf nachgeschaltete Anlagenteile und deren Behandlung (Syrigos in [32]) sind weitere Teilaspekte.

All diesen Arbeiten ist gemein, dass das Verhalten bei Teillastbetrieb nicht betrachtet wird. Einfache Betrachtungen und eine Übersicht zum Teillastverhalten finden sich in einem Bericht der International Energy Agency [33], dessen Fokus aber primär auf dem An- und Abfahren sowie auf Laständerungen liegt und keine detaillierten Betrachtungen oder Ergebnisse bereitstellt. Im Bereich der PCC wurden die notwendigen Untersuchungen des Verhaltens des Kraftwerksprozesses mit Rauchgaswäschen bei Teillast von Linnenberg [34] und Roeder [35] durchgeführt.

Forschungsprojekte wie Oxyflame erforschen den Verbrennungsprozess unter Oxyfuel-Bedingungen [36] und die Anwendung auf andere Arbeitsprozesse [37]. Jenseits der fossilen Energieträger wird CCS auch im Bereich der Müllverbrennung mit einer Pilotanlage erforscht [38]. Mit dem Ziel negativer CO₂-Emissionen beim Einsatz von Biomasse ist die Abtrennung von CO₂ für CCU Teil der als strategisch wichtig bezeichneten Forschungs- und Entwicklungsthemen der Bundesregierung [15].

1.2 Abgrenzung, Ziel und Aufbau der Arbeit

Der betrachtete Oxyfuel-Prozess baut auf dem Prozess eines steinkohlebefeueten Dampfkraftwerks mit Staubfeuerung nach dem Stand der Technik auf. Diese Basis wird im Folgenden als *konventionelles Kraftwerk* bezeichnet.

Ziel dieser Arbeit ist es, das Verhalten des Oxyfuel-Prozesses nach dem Stand der Technik bei Teillast am Beispiel einer steinkohlebefeueten Anlage darzustellen. Stand der Technik bedeutet, dass sich die Parameter und das Fließschema des Wasser-Dampf-Kreislaufs an den zuletzt in Deutschland gebauten steinkohlebefeueten Großkraftwerken orientieren, die auf der Studie zum Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen [39] basieren. Die Auswahl der beim Oxyfuel-Prozess im Vergleich zum konventionellen Kraftwerk zusätzlich vorhandenen Anlagenteile Luftzerlegungsanlage und Rauchgasaufbereitung wird unter dem Gesichtspunkt der momentanen technischen und ökonomischen Realisierbarkeit getroffen. Dies bedeutet:

- Die Luftzerlegungsanlage ist als kryogener 2-Säulen-Prozess ausgeführt. Der Sauerstoff soll kontinuierlich und zum Zeitpunkt des Sauerstoffbedarfs des Oxyfuel-Prozesses durch die Luftzerlegungsanlage bereitgestellt werden.
- Die Reinheit des Rauchgases aus dem Verbrennungsprozess mit anschließender Entschwefelung ist nicht hinreichend [40], d. h. eine Lagerung des CO₂ ohne Aufbereitung des Rauchgases ist nicht möglich.
- Wegen des untergeordneten Einflusses auf das Teillastverhalten des Gesamtprozesses wird eine Entstickung nicht betrachtet.
- Eine CO₂-Reinheit von 96 vol.-% ist hinreichend, wodurch die Alternativen
 - einstufige partielle Kondensation in der Rauchgasaufbereitung und
 - zweistufige partielle Kondensation in der Rauchgasaufbereitungvorgesehen werden. Eine Rektifikation zum Erreichen größerer CO₂-Reinheiten ist nicht erforderlich. Die Reinheit muss in allen untersuchten Lastbereichen eingehalten werden.
- Die Abtrennungsrate soll größer oder gleich 90 % sein. Die Abtrennungsrate von 90 % kann unterschritten werden, wenn sie aus technischen Gründen (Einhaltung der Reinheit) in bestimmten Lastbereichen nicht erreichbar ist.

Teillast bedeutet in dieser Arbeit, dass der Kraftwerklastbereich von 40-100 % des Kohlemassenstroms (und damit der Feuerungswärmeleistung) bei Nennlast

betrachtet wird. Damit wird sich auf den Lastbereich des Dampferzeugers bei Zwangdurchlaufbetrieb beschränkt. Die Kenntnisse über das Verhalten des Prozesses werden durch Simulationen erlangt. Dazu wird der Prozess durch eine geeignete mathematische Modellierung abgebildet. Mit dem Modell des Prozesses kann anhand der Durchführung von Simulationen – gleichsam Experimenten auf einem Anlagenprüfstand – durch unterschiedliche Parameter und Randbedingungen das Prozessverhalten untersucht werden. Um die Menge an Rechnungen einzuschränken, wird das Verhalten bei mit dem Lastpunkt bezeichneten einzelnen Kraftwerkslasten (z. B. 70 %) betrachtet.

Die Realisierbarkeit von Prozessvarianten und Randbedingungen, die in der Literatur vor allem bei Betrachtung der Nennlast diskutiert wird, wird unter dem Gesichtspunkt des zunehmenden Teillastbetriebs von Kraftwerksanlagen überprüft. Grenzen, die sich durch das Verhalten bei Teillast ergeben, werden aufgezeigt.

Die Arbeit gliedert sich in eine Beschreibung des Oxyfuel-Prozesses, der gewählten Prozesskonfiguration und grundlegender Kennzahlen, die Darstellung der Modellierung, die Untersuchungen und deren Ergebnisse nebst Diskussion und schließt mit einer Zusammenfassung.

2 Der Oxyfuel-Prozess

Beim Oxyfuel-Prozess wird der Verbrennung des Brennstoffs eine Luftzerlegungsanlage vorgeschaltet, die Stickstoff aus der Verbrennungsluft abtrennt. Dadurch entsteht ein Oxidantenstrom mit einem hohen Anteil an Sauerstoff (ca. 95-99 vol.-%) und geringen Anteilen an Begleitgasen, was zu einem CO₂-reichen Rauchgas führt. Da bei der Verbrennung der Stickstoff als Wärmesenke fehlt, werden ca. 2/3 des abgekühlten Rauchgases zur Verbrennung zurückgeführt (im Folgenden mit Rauchgasrezirkulation bezeichnet), um die Rauchgas- und Materialtemperaturen des Dampferzeugers in einem zulässigen Bereich zu halten. Der nicht rezirkulierte Teil des Rauchgases wird getrocknet, bei Bedarf von weiteren unerwünschten Begleitstoffen befreit und verlässt als CO₂-Strom den Prozess.

Abbildung 2.1 zeigt das Schema des in dieser Arbeit untersuchten steinkohlebefeuerten Oxyfuel-Prozesses. Die oben beschriebene Verbrennung erfolgt im Dampferzeuger, der gleichzeitig die entstehende Wärme auf den Wasserdampf-Kreislauf überträgt. Der Dampf treibt eine Dampfturbine mit Generator zur Stromerzeugung an. Das Rauchgas wird nach der Verbrennung entstaubt und auf zwei Ströme aufgeteilt. Der eine Teil wird direkt rezirkuliert, d. h. in den Dampferzeuger zurückgeführt. Diesem wird der von der Luftzerlegungsanlage (LZA) produzierte Sauerstoff zugemischt. Der andere Teil des Rauchgases wird weiter abgekühlt und in der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) entschwefelt. Darauf folgend wird ein Teilstrom zur Trocknung und zum Transport der Kohle zum Dampferzeuger abgezweigt. Der restliche Rauchgasstrom durchläuft in der Rauchgasaufbereitung (GPU, engl. Gas Processing Unit) die oben beschriebenen Schritte der Trocknung und teilweisen Entfernung unerwünschter Begleitstoffe (vor allem Argon, Stickstoff und Sauerstoff). Anschließend wird er, nun als CO₂-Strom bezeichnet, verdichtet und kann in geeignete Lagerstätten verpresst werden. Es fällt ein Restgasstrom an, der aus den Begleitstoffen und dem nicht abgetrennten CO₂ besteht und an die Umgebung abgeführt wird.

Die folgende eingehendere Beschreibung des Prozesses beschränkt sich auf die in dieser Arbeit betrachtete Prozessvariante (siehe Abschnitte 1.2), die dem aktuellen Stand der Technik entspricht. Eine Gegenüberstellung möglicher Prozessvarianten findet sich beispielsweise in [21]. Dickmeis betrachtet in [32] erweiterte Schaltungsmöglichkeiten zur Erhöhung der CO₂-Abtrennungsrates sowie detailliert das Verhalten der Kraftwerkskomponenten bei Nennlast.

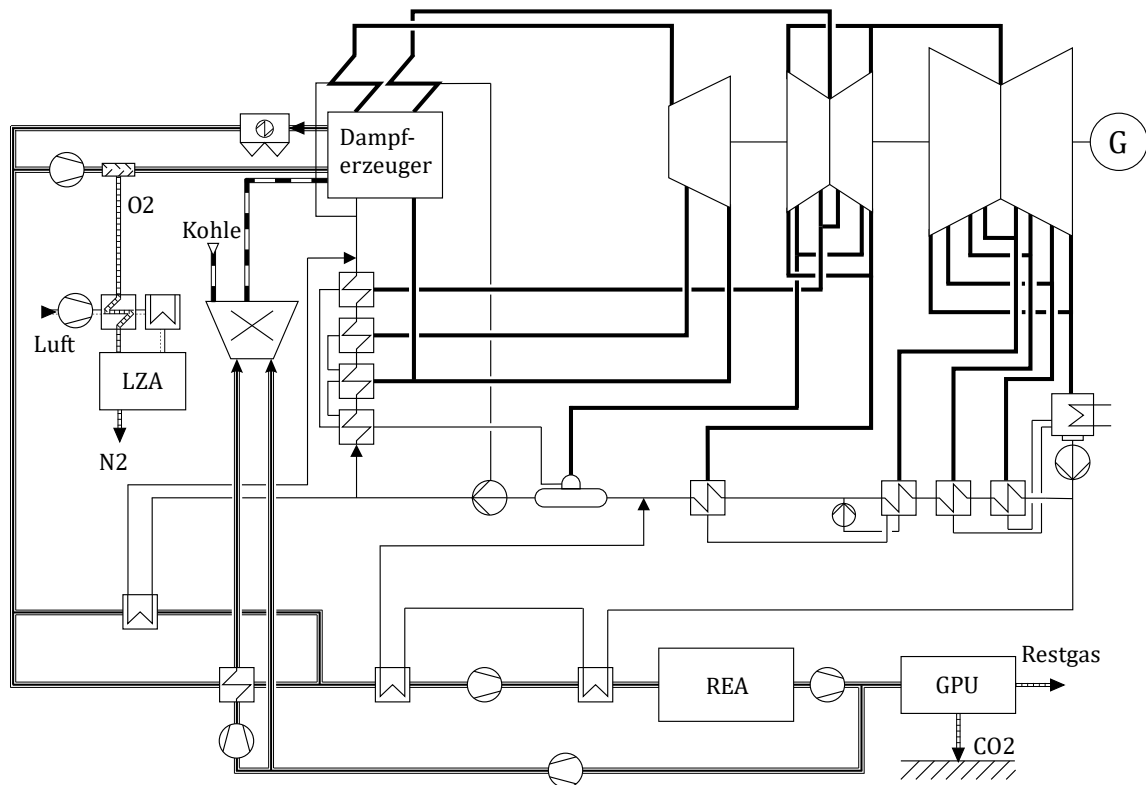


Abbildung 2.1: Schema des Oxyfuel-Prozesses

Zur Beschreibung und auch zur Modellierung des Oxyfuel-Prozesses wird er in die drei Subprozesse

- Luftzerlegungsanlage,
- Kraftwerksprozess mit Dampferzeuger und Wasser-Dampf-Kreislauf sowie
- Rauchgasaufbereitung (GPU, engl. Gas Processing Unit)

unterteilt, die nachfolgend kurz dargestellt werden. Die elektrische Bruttoleistung des modellierten Oxyfuel-Prozesses beträgt ca. 606 MW. Dies entspricht der Feuerungswärmeleistung eines konventionellen steinkohlebefeuerten Kraftwerks mit einer Bruttoleistung von 600 MW bei gleichem technischen Stand. Die höhere Bruttoleistung resultiert aus den geringeren Wärmeverlusten durch das Rauchgas am Kesselaustritt. Grundlage ist die „Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen“ [39], die Basis der letzten Neubauten in Deutschland ist. Mehr zur Untersuchung des Verhaltens des konventionellen Kraftwerks bei Teillast findet sich in [41, 35].

Der Oxyfuel-Prozess weist eine Vielzahl von Strömungsmaschinen in allen drei großen Prozessbereichen auf, die sein Verhalten bei Nennlast und bei Teillast

prägen. Die Dampfturbine und in deutlich geringerem Maße die Expander in der Rauchgasaufbereitung erzeugen über Generatoren elektrische Energie. Die größten elektrischen Verbraucher sind die Luftverdichter der LZA und die Rauchgas- und CO₂-Verdichter der Rauchgasaufbereitung. Die Speisewasserpumpen im Wasserdampf-Kreislauf und die CO₂-Pumpen in der Rauchgasaufbereitung bei der zweistufigen partiellen Kondensation haben ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf den Eigenbedarf. Der Leistungsbedarf des Saugzugs und der Rezirkulationsgebläse im Rauchgaspfad ist demgegenüber deutlich geringer. Verglichen mit dem konventionellen Kraftwerk sinkt nicht, wie bei der PCC, der Bruttowirkungsgrad, sondern durch die zusätzlichen elektrischen Verbraucher ergibt sich ein großer elektrischer Eigenbedarf und der Nettowirkungsgrad des Prozesses sinkt.

2.1 Kennzahlen

Um das Verhalten der Oxyfuel-Prozessvarianten quantifizieren und vergleichen zu können, werden im Folgenden einige Kennzahlen definiert. Da diese für die Prozessbeschreibung grundlegend sind, werden sie vor der eingehenden Darstellung eingeführt.

Abtrennungsrate

Die Abtrennungsrate (CCR, engl. Carbon Capture Rate) ist das Verhältnis der abgetrennten CO₂-Menge zur durch die Verbrennung freigesetzten CO₂-Menge. Da in dieser Arbeit keine Ausschleusungen von CO₂ durch Abwässer, Leckagen oder eine weitere Rückführung des Restgases betrachtet werden, ist es auch das Verhältnis aus abgetrenntem CO₂ zur Summe des abgetrennten CO₂ und des CO₂ im Restgas:

$$CCR = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{ abgetrennt}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{ Verbrennung}}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{ abgetrennt}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{ abgetrennt}} + \dot{m}_{\text{CO}_2, \text{ Restgas}}}. \quad (2.1)$$

CO₂-Reinheit

Die Verdichtungs- und Transporteinrichtungen des CO₂-Stroms und der CO₂-Speicher stellen Anforderungen an die Reinheit des CO₂-Stroms. Wichtigste Kenngröße ist der Anteil an CO₂, der durch die CO₂-Reinheit ψ beschrieben wird. Dies ist der volumetrische Anteil $y_{\text{CO}_2, \text{ CO}_2\text{-Strom}}$ des CO₂ am gesamten abgetrennten Gasstrom (CO₂-Strom):

$$\psi = \frac{y_{\text{CO}_2, \text{CO}_2\text{-Strom}}}{\sum y_{i, \text{CO}_2\text{-Strom}}} \quad (2.2)$$

Rauchgasrezirkulationsrate

Die Rauchgasrezirkulationsrate ε ist das Verhältnis des Massenstroms des rezirkulierten Rauchgases zum Rauchgasmassenstrom am Dampferzeugeraustritt:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{Rezirkulation}}}{\dot{m}_{\text{Rauchgas, Austritt Dampferzeuger}}} \quad (2.3)$$

Elektrischer Bruttowirkungsgrad

Der elektrische Bruttowirkungsgrad $\eta_{\text{el. br.}}$ ist das Verhältnis von erzeugter Stromleistung zur mit dem Brennstoff zugeführten Energiemenge:

$$\eta_{\text{el. br.}} = \frac{P_{\text{el, br.}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_{\text{u}}} \quad (2.4)$$

Elektrischer Nettowirkungsgrad

Der elektrische Nettowirkungsgrad $\eta_{\text{el. net.}}$ ist das Verhältnis von erzeugter Stromleistung abzüglich des Eigenbedarfs zur mit dem Brennstoff zugeführten Energiemenge:

$$\eta_{\text{el. net.}} = \frac{P_{\text{el, net.}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_{\text{u}}} \quad (2.5)$$

Spezifische Eigenbedarfe

Der spezifische Bedarf für die Luftzerlegung und die CO₂-Abtrennung wird durch das Verhältnis von aufgewendeter elektrischer Arbeit zu einer Masseneinheit (z. B. kg oder t) des Produktmassenstroms beschrieben. Für die LZA ist dies

$$w_{\text{LZA}} = \frac{P_{\text{el., LZA}}}{\dot{m}_{\text{O}_2, \text{LZA}}} \quad (2.6)$$

Für die CO₂ Abtrennung gilt

$$w_{\text{GPU}} = \frac{P_{\text{el., GPU}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{Pipeline}}} \quad (2.7)$$

Sauerstoffzahl

Die Sauerstoffzahl λ eines Verbrennungsvorgangs beschreibt das Verhältnis der vorhandenen Sauerstoffmenge zur Sauerstoffmenge der stöchiometrischen Verbrennung. Beim konventionellen Kraftwerk ohne Rauchgasrezirkulation entspricht dies dem Verhältnis der zugeführten Luftmenge, bestehend aus Frischluft und der Falschluff, die an der Verbrennung teilnimmt, zum stöchiometrischen Luftbedarf:

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{konv.}} &= \frac{\text{Luftmenge}}{\text{stöchiometrischer Luftbedarf}} \\ &= \frac{\dot{m}_{\text{Frischluff}} + \dot{m}_{\text{Falschluff, Verbr.}}}{\dot{m}_{\text{Luft, stöch.}}} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Beim Oxyfuel-Prozess kann die Sauerstoffzahl auf zwei Arten definiert werden, die in Abbildung 2.2 dargestellt sind. Die globale Sauerstoffzahl λ_G beschreibt das Verhältnis der von außen zugeführten Sauerstoffmenge zur stöchiometrischen Sauerstoffmenge. Nach der Verbrennung befindet sich im Rauchgas wegen des Sauerstoffüberschusses (und auch wegen der Falschluff) ein gewisser Sauerstoffanteil, der Restsauerstoffgehalt. Da die durch den Restsauerstoffgehalt der Rauchgasrezirkulation der Verbrennung zugeführte Sauerstoffmenge in der globalen Sauerstoffzahl nicht berücksichtigt wird, beschreibt λ_G nicht das λ der Verbrennung. Dieses wird durch die lokale Sauerstoffzahl λ_L beschrieben [42, 14, 19].

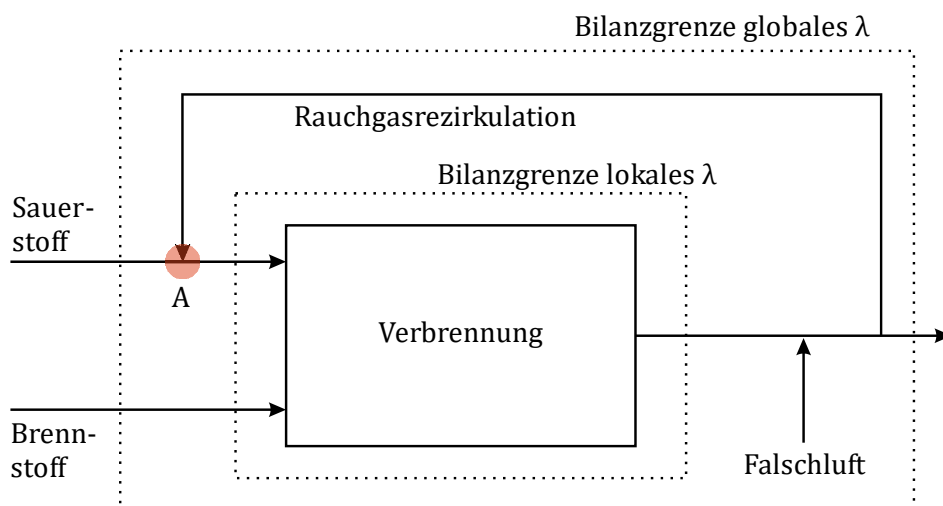


Abbildung 2.2: Definition der Sauerstoffzahl beim Oxyfuel-Prozess

Die Formel für die globale Sauerstoffzahl λ_G lautet

$$\lambda_G = \frac{\dot{m}_{O_2, LZA} + \dot{m}_{O_2, \text{Falschluff, Verbr.}}}{\dot{m}_{O_2, \text{stöch.}}} \quad (2.9)$$

Für die lokale Sauerstoffzahl λ_L gilt

$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_{O_2, LZA} + \dot{m}_{O_2, \text{Falschluff, Verbr.}} + \dot{m}_{O_2, \text{Rezirkulation}}}{\dot{m}_{O_2, \text{stöch.}}} \quad (2.10)$$

Die Definitionen gehen bei Vernachlässigung der Falschluff im Grenzfall einer Rauchgasrezirkulation von 0 kg/s und/oder eines Restsauerstoffgehalts von 0 % ineinander über [14]. Eine eingehendere Betrachtung der Falschluff beim Oxyfuel-Prozess bietet beispielsweise Weng in [24].

Kraftwerkslast

Die Kraftwerkslast ist das Verhältnis der Leistung, die eine Anlage umsetzt oder abgibt, zu einer Bezugsleistung. Üblicherweise wird als Bezugspunkt die sogenannte Voll- oder Nennlast gewählt, die einen zuverlässigen Dauerbetrieb bei hoher Auslastung der Anlage erlaubt und deren Überschreitung (Überlast) i. A. zu einem deutlich höheren Verschleiß der Anlage führt. Nennlast entspricht damit 100 % Kraftwerkslast. Teillast beschreibt den Arbeitsbereich, der geringer als die Nennlast ist. Da bei modernen Dampfkraftwerken bei geringen Kraftwerkslasten (unterhalb von ca. 35-40 %) durch den Wechsel vom Zwangsdurchlauf- auf den Zwangsumlaufbetrieb (Benson-Punkt) ein gesonderter Betriebsbereich besteht, wird dieser Leistungsbereich der Teillast als Schwachlast bezeichnet. Die Betrachtung des Schwachlastbetriebs ist nicht Teil dieser Arbeit.

Die Kraftwerkslast kann auf unterschiedliche Weisen definiert werden. Denkbar ist beispielsweise eine Festlegung der elektrischen Brutto- oder Nettoleistung, des Frischdampfmassenstroms oder der thermischen Leistung durch Bezug auf die jeweilige Größe bei Nennlast. In dieser Arbeit wird die Kraftwerkslast durch das Verhältnis des Rohkohlemassenstroms des Lastpunkts zum Rohkohlemassenstrom bei Nennlast definiert. Dies entspricht der Definition über die thermische Leistung. Synonym zum Begriff „Kraftwerkslast“ wird der kürzere Begriff „Last“ verwendet. So nicht anders beschrieben, bezeichnet „Last“ somit immer die „Kraftwerkslast“.

Falschluffanteil

Im Kraftwerksbetrieb kommt es durch Undichtigkeiten im Rauchgaspfad zum Einbruch von Falschluff in den Prozess, siehe Abschnitt 2.2.2. Der Falschluffanteil

wird definiert über das Verhältnis des Falschlufmassenstroms zum Rauchgasstrom am Austritt des Dampferzeugers:

$$\zeta_{\text{FL}} = \frac{\dot{m}_{\text{Falschluf}}}{\dot{m}_{\text{Rauchgas, Austritt Dampferzeuger}}}. \quad (2.11)$$

2.2 Kraftwerksprozess

Der Dampferzeuger eines Oxyfuel-Prozesses ist dem eines konventionellen Kraftwerks hinsichtlich des Wärmeübergangs und somit der Abmessungen und der Abfolge der Heizflächen sehr ähnlich [19]. Beim konventionellen Kraftwerk ist der Rauchgasvolumenstrom (bei Vernachlässigung von Falschluf, Luftvorwärmerleckagen, usw.) durch die Brennstoff- und die Frischluftmenge festgelegt. Die Rauchgasrezirkulation bricht diesen festen Zusammenhang beim Oxyfuel-Prozess auf, wodurch sich ein weiterer Freiheitsgrad ergibt [14].

Der zusätzliche Freiheitsgrad bedeutet auch, dass die regelungstechnischen Ansätze zur Regelung des Sauerstoffüberschusses des konventionellen Kraftwerksprozesses beim Oxyfuel-Prozess nicht anwendbar sind. Die Ansätze zur Aufgabe des Sauerstoffs bestehen beispielsweise in der Messung und Zuführung als einzelne Sauerstoffströme zu den verschiedenen eintretenden Gasströmen des Dampferzeugers [43]. Eine Möglichkeit, die Sauerstoffbilanz des Dampferzeugers mit geringerem messtechnischem Aufwand zu schließen, ist im Anhang in Abschnitt A.1 dargestellt.

2.2.1 Rauchgasrezirkulation

Die Rauchgasrezirkulation unterteilt sich in die primäre Rauchgasrezirkulation (entsprechend der Primärluft beim konventionellen Kraftwerk) und die sekundäre Rauchgasrezirkulation (entsprechend der Sekundärluft beim konventionellen Kraftwerk). Die Rauchgasrezirkulationsrate beträgt beim steinkohlebefeueten Oxyfuel-Prozess üblicherweise ca. 2/3 bei Nennlast.

Die Menge der primären Rauchgasrezirkulation wird als Trocknungs- und Transportmedium der Kohle durch den Kohlemassenstrom vorgegeben. Bei Nennlast wird durch die sekundäre Rauchgasrezirkulation der Wärmekapazitätsstrom durch das zusätzliche Rauchgas so gewählt, dass die kritische Materialtemperatur der Dampferzeugerwand am Ende des Strahlraums (entsprechend einer Dampftemperatur von ca. 470 °C) eingehalten wird sowie die Rauchgastemperatur

vor Eintritt in die konvektiven Heizflächen zur Vermeidung von Verschlackungen unterhalb der Ascheerweichungstemperatur liegt (ca. 1250 °C bei Steinkohle) [19]. Der Rauchgasvolumenstrom des Dampferzeugers wird somit maßgeblich durch die Rauchgasrezirkulation bestimmt. Die lokale Sauerstoffzahl kann durch die zugegebene Sauerstoffmenge aus der LZA gesteuert werden. Dadurch können die beiden Größen unabhängig voneinander geregelt werden.

Bei Teillast wird beim konventionellen Kraftwerk die Luftmenge nicht im gleichen Maße wie der Kohlemassenstrom gesenkt. Dadurch fällt der Rauchgasvolumenstrom nicht so stark ab und es findet eine Verschiebung von Wärme vom Strahlraum in die konvektiven Heizflächen statt, um die Dampftemperaturen (Frischdampf und Zwischenüberhitzung) möglichst konstant zu halten. Dafür muss eine größere Sauerstoffzahl (Luftüberschuss) in Kauf genommen werden. Wegen der festen Kopplung von Sauerstoffzahl und Rauchgasvolumenstrom wird dies durch eine λ -Kennlinie beschrieben, welche die Sauerstoffzahl in Abhängigkeit von der Last vorgibt.

Um beim Oxyfuel-Prozess bei Teillast ein gleichartiges Verhalten der Wärmeübergänge und Wärmeverteilung auf die Heizflächen zu erhalten wie beim konventionellen Kraftwerk, wird der Rauchgasvolumenstrom bei Teillast relativ zum Rauchgasvolumenstrom bei Nennlast auf die gleiche Weise wie beim konventionellen Kraftwerk geführt. Da die lokale Sauerstoffzahl beim Oxyfuel-Prozess wie oben beschrieben durch den Sauerstoffstrom der LZA geregelt werden kann, bedeutet dies, dass bei Teillast das lokale λ nicht wie beim konventionellen Kraftwerk ansteigen muss, um Wärme aus dem Strahlraum des Dampferzeugers in seine konvektiven Heizflächen zu verschieben.

Aus der λ -Kennlinie ergeben sich die in Abbildung 2.3 dargestellten normierten Volumenstromkennlinien. Um den Einfluss der Volumenstromkennlinie auf den Oxyfuel-Prozess zu untersuchen, werden zwei Volumenstromkennlinien betrachtet. Bei der mit A bezeichneten Volumenstromkennlinie sinkt der Volumenstrom bis 80 % Last linear mit der Last. Ab 80 % Last sinkt er linear auf 0,43 bei 40 % Last. Bei der zweiten Volumenstromkennlinie (B) wird der Volumenstrom bei Teillast im gesamten Lastbereich höher gehalten als bei Volumenstromkennlinie A. Unter 60 % Last ist die Steigung nochmals flacher, sodass bei 40 % Last der Volumenstrom bei ca. 0,61 liegt. Dadurch wird bei niedriger Last mehr Wärme aus dem Strahlraum zu den konvektiven Heizflächen verschoben als bei Volumenstromkennlinie A.

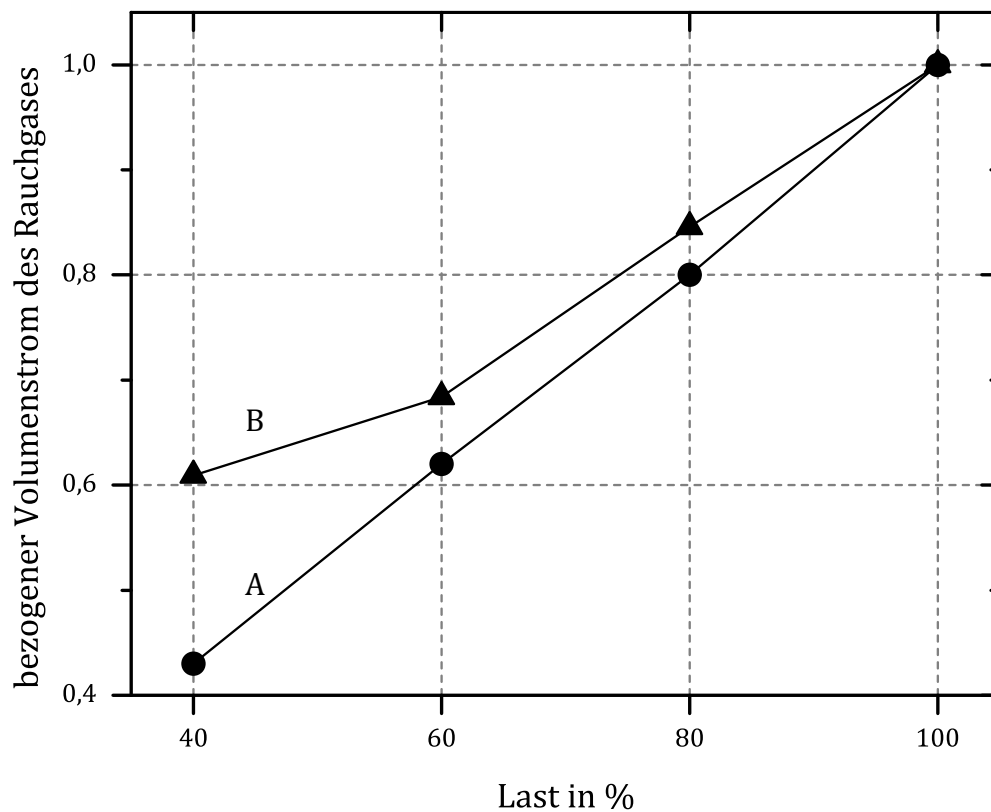


Abbildung 2.3: Normierte Volumenstromkennlinien des Rauchgases des Dampferzeugers in Abhängigkeit von der Last. Der Volumenstrom steigt im Bereich niedrigerer Last (40 % und 60 %) relativ zur Last an, um Wärme aus dem Bereich des durch Strahlung dominierten Wärmeübergangs des Dampferzeugers in die konvektiven Heizflächen zu verschieben.

Druckverluste in den Rauchgasrezirkulationskanälen und in den weiteren Komponenten wie Sauerstoffzumischungsvorrichtung und Brenner werden beim Oxyfuel-Prozess durch Rezirkulationsgebläse überwunden. Während das Rezirkulationsgebläse in der primären Rauchgasrezirkulation bei gemäßigten Temperaturen um 70 °C betrieben wird, sollte das Gebläse in der sekundären Rauchgasrezirkulation für einen hohen Gesamtwirkungsgrad so heiß wie möglich betrieben werden. Als obere Grenze wird von Herstellern eine Temperatur von ca. 400 °C genannt. Höhere Temperaturen führen zum kostenintensiven Einsatz hochwertigerer Werkstoffe [19]. Die maximale Rezirkulationstemperatur wird auf 380 °C festgelegt, entsprechend den typischen Rauchgastemperaturen am Dampferzeugeraustritt beim konventionellen Kraftwerk [19].

Die Rauchgasrezirkulationsgebläse können als Axial- oder Radialgebläse ausgeführt werden. Beim konventionellen Kraftwerksprozess sind Axialgebläse üblich. Radialgebläse sind vorteilhaft bei hohen Staubbelastungen des geförderten

Gases [19]. Da die untersuchte Prozessvariante dieser Arbeit keinen Kontakt von Gebläsen mit hoher Staubbelastung vorsieht und die Kennfelder von Axialgebläsen Vorteile beim Teillastbetrieb zeigen, werden diese eingesetzt. Eine eingehende Darstellung der Zusammenhänge bei Nennlast bieten beispielsweise [14, 20, 19].

2.2.2 Falschluff

Der Dampferzeuger und Teile des Rauchgaspfads werden bei einem atmosphärischen Dampferzeuger in leichtem Unterdruck betrieben. Deshalb kommt es wegen Undichtigkeiten zur Umgebung (beispielsweise an den Brenneröffnungen, Klappen zur Wartung) zu einem Eintrag von Falschluff, der bei konventionellen Kraftwerken ca. 3 % des Rauchgasmassenstroms am Dampferzeugeraustritt beträgt (Mengenangabe bei Nennlast) [22]. Bei Anlagen, die längere Betriebszeiten aufweisen, kann der Falschluffanteil bei 10 % liegen [44, 20]. Die Angaben zur Falschluffmenge lassen sich für Großfeuerungsanlagen nur schwierig bestimmen und beruhen meist auf Schätzungen von Betreibern und Herstellern [24].

Die Falschluff hat beim Oxyfuel-Prozess eine signifikante Auswirkung auf die Rauchgaszusammensetzung. Die Anteile unerwünschter Begleitgase nehmen zu und erhöhen damit den Energiebedarf der CO₂-Aufbereitung. Die unerwünschten Begleitgase senken die mögliche Abtrennungsrates, sodass die Falschluffmenge so niedrig wie möglich gehalten werden sollte [17]. Allerdings ist es technisch zu aufwändig, den Falschluffanteil auf Werte unter 2 % des Rauchgasmassenstroms am Dampferzeugeraustritt zu begrenzen [17], weswegen dieser Wert in dieser Arbeit als Falschluffanteil bei Nennlast angesetzt wird. Wo es für das Verständnis hilfreich ist, werden im Folgenden auch Falschluffanteile von 4 % und 6 % betrachtet. Dies dient der Veranschaulichung des qualitativen Verhaltens, zeigt aber auch die Grenzen bzw. den zusätzlichen Aufwand zur Vermeidung von Falschluffeinbrüchen bei einem Umbau eines bestehenden älteren konventionellen Kraftwerks zum Oxyfuel-Prozess.

Die Falschluffmenge hängt von der Geometrie der Öffnungen sowie von der Dichte der Luft und der Druckdifferenz zwischen Umgebung und Rauchgas ab. Da der Unterdruck des Dampferzeugers eine geregelte Größe ist, bleibt diese Druckdifferenz und damit der Falschluffmassenstrom durch Undichtigkeiten am Dampferzeuger (z. B. an den Brenneröffnungen) im Betrieb im gesamten Lastbereich ungefähr konstant. Durch die geringeren Druckverluste in den dem Dampferzeuger folgenden Rauchgaskanälen bei Teillast liegt in diesen ein höherer Druck vor,

wodurch der Falschlufmassenstrom an dieser Stelle bei Teillast sinkt. Als obere Abschätzung des Falschlufanteils bei Teillast kann demnach angenommen werden, dass die Druckdifferenz zwischen Umgebung und Feuerraum und Rauchgaskanälen bei Teillast und damit der Falschlufmassenstrom gleichbleibt. Diese Variante wird in dieser Arbeit mit $x\%,m$ bezeichnet. Als untere Abschätzung bei Teillast wird angenommen, dass der Falschlufanteil auch bei Teillast 2 % des Rauchgasmassenstroms am Dampferzeugeraustritt des jeweiligen Lastpunktes beträgt. Diese Variante wird nachfolgend mit $x\%,const$ bezeichnet. Der Falschlufanteil wird sich in der Realität zwischen den beiden Extremfällen befinden. Es ist aber zu erwarten, dass in einer realen Anlage tendenziell ein weitestgehend gleichbleibender Falschlufmassenstrom bei allen Lasten auftritt.

2.2.3 Rauchgasreinigungsanlagen

Im Gegensatz zum konventionellen Kraftwerk, bei dem das E-Filter hinter dem Luftvorwärmer angeordnet ist, liegt es bei dem in dieser Arbeit verwendeten Oxyfuel-Prozess unmittelbar hinter dem Dampferzeuger und wird somit bei einer deutlich höheren Temperatur betrieben (ca. 380 °C statt ca. 130 °C). Mögliche erhöhte Falschlufteinbrüche sind nach Herstellerangaben auch bei diesen höheren Betriebstemperaturen mit vertretbaren Kosten vermeidbar. Durch die Entstaubung des gesamten Rauchgases wird vermieden, dass nachfolgende Komponenten, wie z. B. das Rezirkulationsgebläse, durch staubhaltiges Rauchgas beschädigt werden.

Der Schwefelsäuretaupunkt im ungereinigten Rauchgas liegt bei Nennlast bei ungefähr 165 °C. Da die Mühle mit einer Sichtertrittstemperatur von 120 °C betrieben wird, muss die primäre Rauchgasrezirkulation mit entschwefeltem Rauchgas betrieben werden, da sonst kondensierende schwefelige Säure schnell zu Schäden durch Korrosion führt. Hinter der Abzweigung zur sekundären Rauchgasrezirkulation ist deshalb die Rauchgasentschwefelungsanlage angeordnet. Die sekundäre Rauchgasrezirkulation, die ein deutlich höheres Temperaturniveau besitzt (ca. 320-380 °C), ist diesbezüglich eher unkritisch.

Eine mögliche Entstickung sollte hinter der Abzweigung der primären Rauchgasrezirkulation angeordnet werden. Denkbar sind eine konventionelle SCR (selektive katalytische Reduktion) oder eine Abscheidung während des Verdichtungsprozesses in der GPU. Eine SCR bedeutet einen Wirkungsgradverlust von

ca. 0,2 %-Pkt. [17]. Wegen des geringen Einflusses auf das Verhalten des Oxyfuel-Prozesses bei Teillast wird in dieser Arbeit auf den Einbau einer SCR verzichtet.

2.2.4 Wasser-Dampf-Kreislauf

Der Wasser-Dampf-Kreislauf entspricht in der Verschaltung und den Prozessparametern weitestgehend dem der Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen [39], die ein modernes steinkohlebefeuetes Dampfkraftwerk beschreibt. Das Speisewasser wird in einer neunstufigen Speisewasservorwärmung (inklusive des Speisewasserbehälters als Mischvorwärmer) auf 303,4 °C bei Nennlast vorgewärmt (siehe Abbildung 2.1). Als Adaption an den Oxyfuel-Prozess wird ein Teil des Kondensats und ein Teil des Speisewassers an den Niederdruck- und Hochdruckvorwärmern vorbeigeführt. Dieser Teil des Speisewassers und des Kondensats nimmt Wärme vom Rauchgas auf, das zur GPU und zur primären Rauchgasrezirkulation geführt wird.

Die Frischdampfparameter betragen 285 bar und 600 °C, die Dampfparameter hinter der Zwischenüberhitzung sind 59,5 bar und 620 °C. Der Abdampfdruck beträgt 40 mbar. Der Dampferzeuger wird im betrachteten Lastbereich in Gleitdruckfahrweise betrieben. Die Regelarmatur der Dampfturbine ist daher immer vollständig geöffnet.

2.3 Luftzerlegungsanlage

Der Stickstoff wird in einer kryogenen LZA aus der Verbrennungsluft abgetrennt. Bei der kryogenen LZA wird die Luft verdichtet, in Molsieben getrocknet und von CO₂ befreit, um Vereisungen zu vermeiden, und so weit abgekühlt, dass bei Temperaturen kleiner -180 °C eine Trennung der teilweise kondensierten Bestandteile möglich ist. Stand der Technik ist der Zweisäulenprozess [17], der in großen Anlagen erfolgreich betrieben wird. Bei ihm erfolgt die Trennung in zwei Kolonnen bei verschiedenen Druckniveaus. Um den Energiebedarf zu senken, sind die Kolonnen über Wärmeübertrager stark integriert, und die Luft wird durch die kalten Produktströme vorgekühlt. Der Dreisäulenprozess verspricht energetische Vorteile, wurde jedoch noch nicht in großem Maßstab umgesetzt [45]. Die Zerlegung der Luft durch Membranen birgt weiteres Potential zur Senkung des Energiebedarfs [42], ist aber noch nicht über den Labormaßstab hinaus verfügbar [46].

Für den Oxyfuel-Prozess von ca. 600 MW_{el,br} werden drei LZA mit Zweisäulenprozess vorgesehen. Es ist energetisch vorteilhaft, Sauerstoff mit einer reduzierten

Reinheit von ca. 95 vol.-% zu generieren. Der erhöhte Bedarf bei der Aufbereitung des Rauchgases in der GPU wird durch die Einsparungen in der LZA mehr als aufgewogen [19].

Wie in Abschnitt 1.2 in der Abgrenzung der Arbeit beschrieben, stellen die LZA in dieser Arbeit den Sauerstoff kontinuierlich und zum Zeitpunkt des Sauerstoffbedarfs des Oxyfuel-Prozesses bereit. Die Verdichter werden symmetrisch betrieben. Darüber hinaus gibt es weitergehende Möglichkeiten zur Optimierung der Sauerstofferzeugung, die jedoch stark vom zu erwartenden Einsatzregime des Kraftwerks abhängen und im Einzelfall unter ökonomischen Gesichtspunkten betrachtet werden müssen. Deshalb werden sie in dieser Arbeit nicht betrachtet. Diese Möglichkeiten sind vor allem das Vorsehen großer Sauerstoffspeicher, der damit einhergehenden Optimierung der Verdichter auf einen hohen Wirkungsgrad bei Nennlast oder auf die Abdeckung eines weiten Lastbereichs, die Anzahl der Verdichter und die Verschaltung der Verdichter mit den Kolonnen.

Jede der drei in dieser Arbeit verwendeten LZA hat zwei parallele Verdichter, welche die Luft auf einen Druck von 4,6 bar adiabat verdichten. Das hohe Temperaturniveau der verdichteten Luft (185 °C) wird zur internen Vorwärmung des Sauerstoffs auf ca. 175 °C verwendet. Auf eine weitergehende Wärmeintegration wird für einen einfachen und stabilen Betrieb der Anlage verzichtet. Detailliertere Informationen zu Möglichkeiten der Prozessintegration der LZA finden sich in [17].

Bei Teillast ändert sich mit der Brennstoffmenge der Sauerstoffbedarf des Kraftwerks. Die sechs parallelen Luftverdichter und damit drei parallelen LZA können nach Bedarf ab- und zugeschaltet werden, um einen weiten Kraftwerkslastbereich abzudecken. Die Druckdifferenz, die die Verdichter aufbringen, bleibt in allen Lastfällen weitestgehend gleich, da sie durch den Prozess vorgegeben ist und Druckverluste in der Anlage demgegenüber vernachlässigbar sind.

Die Kolonnen liefern bei stationärem Betrieb die gewünschte Sauerstoffzusammensetzung in allen Lastpunkten des regulären Betriebsbereichs. Zu Abweichungen der Zusammensetzung kann es bei starken Laständerungen kommen, die jedoch nicht Teil dieser Arbeit sind. Typische Werte für den Lastbereich einer LZA sind 70-100 %, siehe beispielsweise [47]. Der Grund hierfür ist, dass gewöhnlich die LZA nur einen Verdichter hat und dieser mit seinem Kennfeld der begrenzende Faktor ist. Die Kolonnen können bis ca. 50 % des Nennluftmassenstroms betrieben werden [48]. Daraus ergeben sich bei Verwendung einer LZA (in dieser Arbeit werden drei LZA verwendet) die in Abbildung 2.4 skizzierten

Betriebsmöglichkeiten. Die LZA kann mit einem Verdichter bei 50 % LZA-Last betrieben werden und kontinuierlich zwischen 70 % und 100 %.

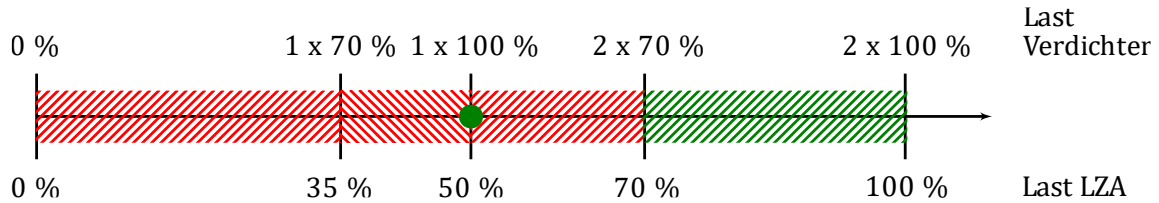


Abbildung 2.4: Abdeckbarer Lastbereich einer LZA. Die LZA-Arbeitsbereiche von 0 bis 35 % (1 x 70 % Verdichter) und 50 % bis 70 % (1 x 100 % Verdichterlast bis 2 x 70 % Verdichterlast) können wegen der Verdichter nicht abgedeckt werden (rote Schraffur von links unten nach rechts oben). Der LZA-Arbeitsbereich von 35 % bis 50 % kann durch einen Verdichter abgedeckt werden. Die Mindestlast der Kolonne von 50 % erlaubt in dem Bereich allerdings keinen Betrieb der LZA (rote Schraffur von links oben nach rechts unten).

Bei drei parallel angeordneten LZA kann aufgrund der Kolonnenarbeitsbereiche ein Arbeitsbereich der Gesamtlast aller LZA von 16,7 % bis 100 % abgedeckt werden. Dies ist in der mit Kolonne bezeichneten Reihe in Abbildung 2.5 dargestellt. Aus den Arbeitsbereichen der Verdichter ergeben sich für die Gesamtlast der LZA mehrere Lücken (Zeile Verdichter), die sich teilweise durch den asymmetrischen Betrieb schließen lassen (Zeile Verdichter asymmetrisch). Um für die Gesamtlast auch die Lastbereiche zwischen 33 % und 40 % und zwischen 16,7 % und 25 % abzudecken, werden die Verdichter in diesen Lastbereichen im Rezirkulationsbetrieb betrieben.

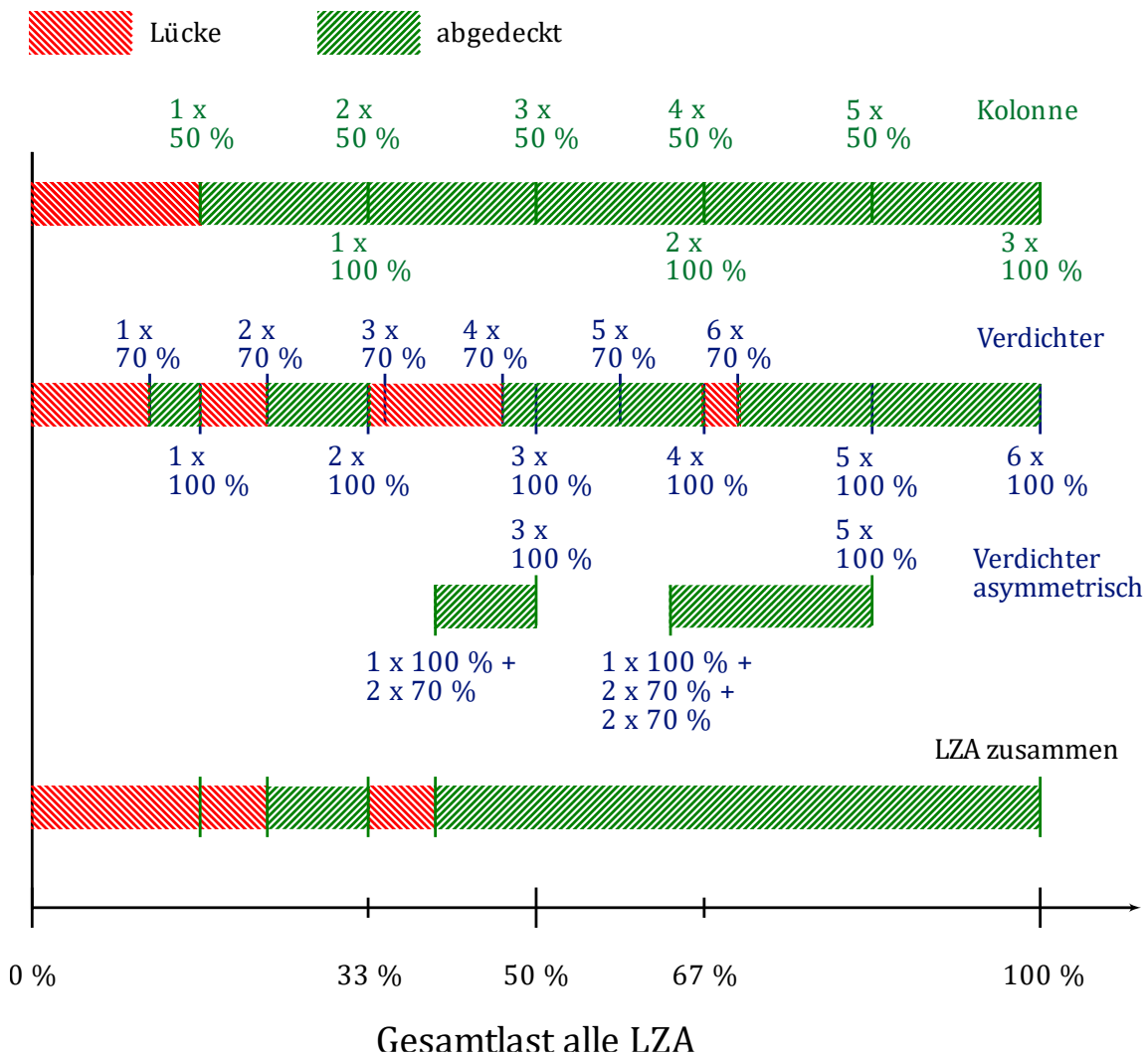


Abbildung 2.5: Abdeckung der Gesamtlast aller drei LZA durch Anlagenkomponenten

Ab 50 % Gesamtlast der LZA können alle drei LZA parallel laufen, darunter muss eine ausgeschaltet werden.

2.4 GPU

Das Rauchgas eines Oxyfuel-Prozesses enthält neben den Hauptbestandteilen CO₂ und Wasser weitere Begleitgase wie Argon, Stickstoff, Sauerstoff sowie Stick- und Schwefeloxide, Quecksilber, etc. Um das CO₂ in Speicherstätten lagern und z. B. mit einer Pipeline zu ihnen transportieren zu können, müssen deren Reinheitsanforderungen eingehalten werden.

Bezüglich der CO₂-Reinheit zeigen Kownatzki et al. in [40] mögliche Anforderungen verschiedener Szenarien durch Speicher und Pipeline auf. Ritter gibt in [49] in den Planungen zu einer Oxyfuel-Demonstrationskraftwerks eine Reinheit

von 96 vol.-% CO₂ an, nachdem die zugehörige Pilotanlage für eine Reinheit von über 99 vol.-% ausgelegt war. Bei solchen gemäßigten Reinheitsanforderungen (96 vol.-% CO₂) ist die einstufige oder die zweistufige partielle Kondensation des Rauchgases Stand der Technik. Bei Drücken zwischen 15 bar und 35 bar und Temperaturen von ca. -40 °C bis -50 °C kondensiert das Rauchgas teilweise und es bildet sich eine CO₂-reiche flüssige Phase. Die Gasphase enthält mehrheitlich die Begleitgase. Höhere Reinheitsanforderungen (99 vol.-% CO₂) können durch Rektifikation erfüllt werden.

Wegen der einfachen und kostengünstigeren Bauweise bei gleichzeitiger Einhaltung gemäßigter Reinheitsanforderungen wird in dieser Arbeit zum einen die einstufige partielle Kondensation betrachtet. Diese war für die geplante Demonstrationsanlage Schwarze Pumpe vorgesehen [49]. Zum anderen wird zum Vergleich die zweistufige partielle Kondensation modelliert, die auch in den Arbeiten von Dickmeis [32, 17] und Klostermann [21] präferiert wird. Diese weist einen geringeren spezifischen Bedarf bei der Aufbereitung des Rauchgases auf [32]. Die CO₂-Reinheit von 96 vol.-% soll von beiden Varianten in allen Lastpunkten eingehalten werden. Die Abtrennungsrate richtet sich nach den prozesstechnischen Möglichkeiten und dem energetischen Optimum der jeweiligen Variante. Sie soll grundsätzlich größer oder gleich 90 % sein, allerdings nicht zu Lasten der Reinheit gehen.

Bei beiden Ausführungen der GPU lassen sich die Prozessschritte in die Vorkonditionierung und -verdichtung, den grundlegenden Trennvorgang (ein- oder zweistufig) und die Endverdichtung des CO₂-Stroms auf den Pipelinedruck unterteilen.

2.4.1 Einstufige partielle Kondensation mit interner Kälteerzeugung

Den Zusammenhang von Druck und Temperatur sowie Abtrennungsrate und CO₂-Reinheit bei der einstufigen partiellen Kondensation zeigt Abbildung 2.6. Bei einer gegebenen Rauchgaszusammensetzung kann eine Kombination aus Abtrennungsrate und CO₂-Reinheit nur durch genau eine bestimmte Kombination von Druck und Temperatur erreicht werden [29]. Für dieses Rauchgas markiert der orangefarbene Punkt die Kombination (Druck und Temperatur) für eine Abtrennungsrate von 90 % und eine Reinheit von 96 %. Zusätzlich sind die Linien gleicher Reinheit (94 %, 96 % und 98 %) und gleicher Abtrennungsrate (85 %, 90 % und 95 %) eingezeichnet. Eine Abtrennungsrate von 95 % ist beispielsweise nicht erreichbar, ohne die Reinheit des

CO₂ unter 96 % abzusenken. Eine Reinheit von 98 % ist bei Temperaturen nahe -55 °C auch bei einer Abtrennungsrate von 90 % möglich. Allerdings muss hierfür eine geeignete Methode zur Bereitstellung der niedrigen Temperatur vorhanden sein. Wird die Kälte intern bereitgestellt, so ist dies aufgrund der zusätzlichen Grädigkeit im Wärmeübertrager unrealistisch. Für das gegebene Rauchgas kann eine GPU mit einstufiger partieller Kondensation die Abtrennungsrate von 90 % und die Reinheit von 96 % einhalten, wenn sie so betrieben wird, dass die Kombinationen von Druck und Temperatur im grün hinterlegten Bereich liegen.

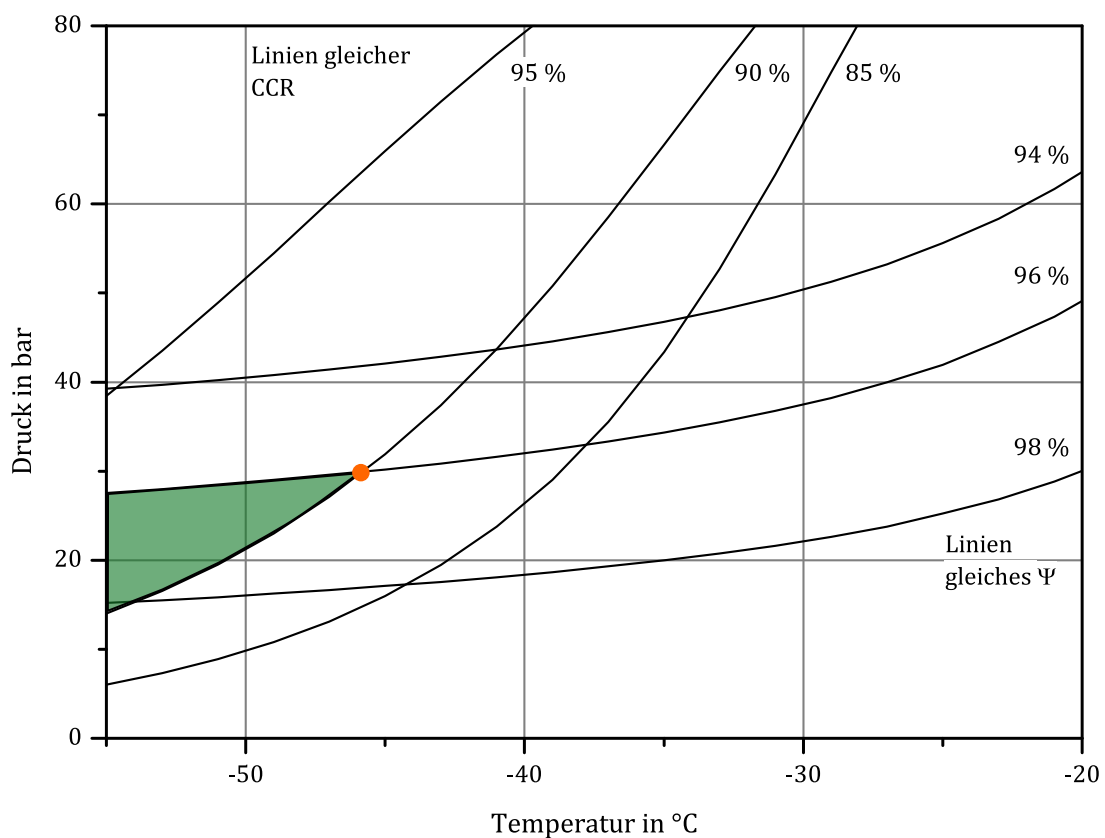


Abbildung 2.6: Verhalten der einstufigen partiellen Kondensation (in Anlehnung an [29]) bei einer Rauchgaszusammensetzung entsprechend der Nennlast des Oxyfuel-Prozesses bei 2 % Falschluff. Dargestellt sind die Abtrennungsrate CCR und der Volumenanteil des CO₂ im CO₂-Strom (Reinheit Ψ) in Abhängigkeit von Temperatur und Druck. Grün hinterlegt ist der Arbeitsbereich, in dem die geforderte Abtrennungsrate und Reinheit eingehalten werden. Die Druck- und Temperaturkombination, die genau zu einer Abtrennungsrate von 90 % und einer Reinheit von 96 vol.-% CO₂ im CO₂-Strom führt, ist orangefarben markiert.

Ändert sich die Zusammensetzung des Rauchgases, so ändert sich auch die Kombination aus Druck und Temperatur. Dies ist der Fall, wenn sich beispielsweise die Kohlesorte oder der Lastpunkt des Kraftwerks ändern. Als weitere Grenze neben Reinheit und Abtrennungsrate ist der Tripelpunkt des CO_2 von ca. -56 °C zu beachten, der nicht unterschritten werden darf, um ein Vereisen der Anlage durch CO_2 zu vermeiden. Mit einem kleinen Sicherheitsfaktor wird in dieser Arbeit -55 °C als untere Grenze festgelegt, die das Diagramm in Abbildung 2.6 begrenzt.

Das Schema einer GPU mit einstufiger partieller Kondensation zeigt Abbildung 2.7. In einem Direktkontaktkühler wird das Rauchgas auf 26 °C vorgekühlt und getrocknet. Ein mehrstufiger Verdichter mit Zwischenkühlung verdichtet das Rauchgas von ca. 1 bar auf ca. 31 bar vor (Vorverdichter). Durch ein Molsieb wird der Wassergehalt auf wenige ppm gesenkt, um ein Vereisen der Anlage zu verhindern. Die Plate-Fin Wärmeübertrager werden üblicherweise aus Aluminium gefertigt. Da diese durch Quecksilber beschädigt werden können, wird ihnen ein Aktivkohlefilter vorgeschaltet, das außerdem weitere Verunreinigungen aus dem Rauchgas entfernt. Das Rauchgas wird auf ca. -45 °C gekühlt, wobei es teilweise kondensiert, und Gasphase (Restgas) und Flüssigphase (CO_2 -Strom) werden voneinander getrennt. Die Kälte zur Kondensation kann entweder durch externe Kühlanlagen („externe Kälteerzeugung“) oder, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, durch Entspannung des Restgases und des CO_2 -Stroms bereitgestellt werden („interne Kälteerzeugung“). Das Restgas wird an die Atmosphäre abgeführt und der CO_2 -Strom auf den Enddruck von 110 bar an der Kraftwerksgrenze verdichtet (Endverdichter).

Das Restgas kann mit einer einfachen Drossel oder über Expander entspannt werden. Letztere haben den Vorteil, dass mehr Kälte gewonnen werden kann und dass elektrische Energie zurückgewonnen wird. Die Grenzen der Entspannung sind zum einen die untere Temperaturgrenze von -55 °C am Austritt der Expander und der Drossel im CO_2 -Strom. Zum anderen ist ein Restdruck des Restgases von 1,15 bar notwendig, der ein Abführen an die Umgebung ermöglicht. Die Drossel im Restgaspfad dient der Regelung der Expander bei Teillast. Bei Nennlast ist sie nicht aktiv.

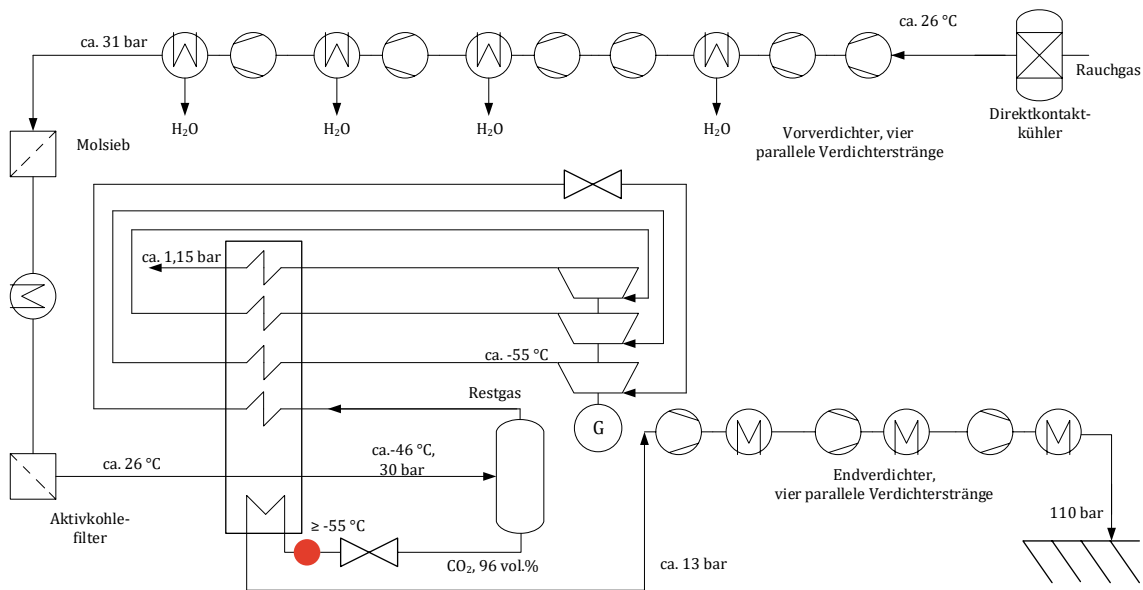


Abbildung 2.7: Schema einer GPU mit einstufiger partieller Kondensation und interner Kälteerzeugung

Die Verdichtung erfolgt viersträngig durch mehrstufige Getriebeturboverdichter. Jeweils die erste Stufe des Vor- und des Endverdichters verfügt über eine Leitschaufelverstellung, um den Lastbereich zu erweitern. Bei der Vorverdichtung wird das in den Zwischenkühlern anfallende Wasser ausgeschleust. Der entspannte CO₂-Strom wird im Endverdichter von ca. 13-15 bar ausgehend verdichtet.

Bei Teillast ändern sich neben den Massenströmen auch die Betriebspunkte der GPU (Druck und Temperatur) durch die geänderte Rauchgaszusammensetzung, wenn Abtrennungsrate und CO₂-Reinheit konstant bei 90 % und 96 vol.-% verbleiben sollen. Dies und geringere Druckverluste in den Anlagenkomponenten führen zu einem geänderten Druckverhältnis bei Teillast, das der Vorverdichter überwinden muss. Je nachdem, wieviel Kälte in einem Lastpunkt durch die Expander bereitgestellt werden kann, muss der CO₂-Strom unterschiedlich stark gedrosselt werden. Dadurch ergeben sich auch für den Endverdichter unterschiedliche Druckverhältnisse bei Teillast.

Da sich der spezifische Energiebedarf bei der einstufigen partiellen Kondensation zu höheren Abtrennungsraten erhöht (es also im Gegensatz zur zweistufigen partiellen Kondensation kein spezifisches Optimum gibt), ist die Zielgröße der Abtrennungsrate in dieser Arbeit bei der einstufigen partiellen Kondensation immer 90 %.

2.4.2 Zweistufige partielle Kondensation mit externer Kälteerzeugung

Das Schema einer GPU mit zweistufiger partieller Kondensation zeigt Abbildung 2.8. Wie bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation wird das Rauchgas vorverdichtet und getrocknet. Anschließend wird es mit dem CO₂-Produktstrom vorgekühlt. Die unerwünschten Begleitgase werden durch eine partielle Kondensation in zwei Stufen entfernt. Für die erste Stufe wird das Rauchgas auf ca. -25 °C abgekühlt, wobei es teilweise kondensiert. Gasphase und Flüssigphase werden voneinander getrennt und die Gasphase wird weiter abgekühlt und partiell kondensiert. Die Gas- und Flüssigphase werden in dieser zweiten Stufe wiederum voneinander getrennt. Die Flüssigphasen werden zusammengeführt und dieser CO₂-reiche Strom mit einer Pumpe auf den Druck von 110 bar gebracht. Die Gasphase der zweiten Stufe wird wie bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation über Expander entspannt und als Restgas an die Umgebung abgeführt.

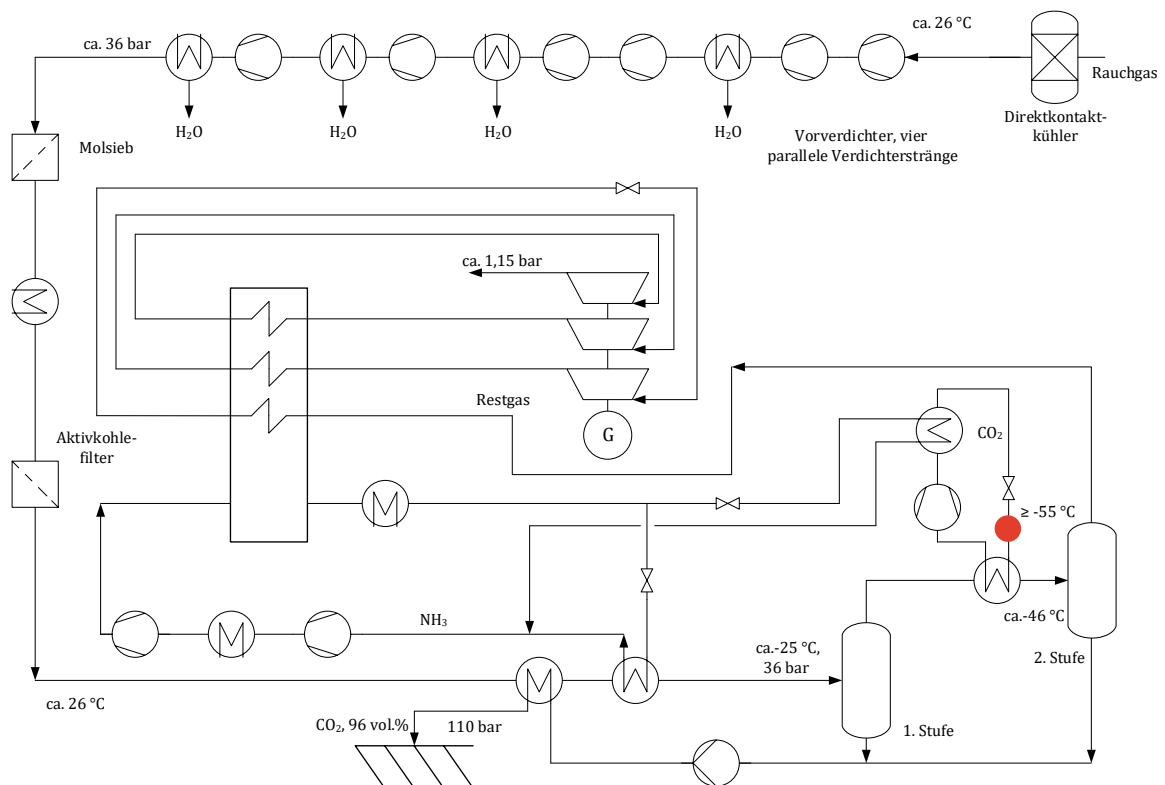


Abbildung 2.8: Schema einer GPU mit zweistufiger partieller Kondensation und externer Kälteerzeugung

Die notwendige Kälte zum Abkühlen des Rauchgases wird in diesem Fall nicht wie bei der internen Kälteerzeugung durch Drosselung des CO₂-Stroms erreicht, sondern durch zwei externe Kältekreisläufe, von denen einer mit Ammoniak als Kältemittel

betrieben wird und einer mit CO₂. Dabei dient der Kältekreislauf mit Ammoniak der Kühlung des Rauchgases für die erste Abtrennungsstufe. Der Kältekreislauf mit CO₂ wird zur Erzeugung der niedrigen Temperatur von bis zu ca. -53 °C in der zweiten Stufe eingesetzt. Die Abwärme des Kältekreislaufs mit CO₂ wird an den Ammoniakkältekreislauf übertragen. Dessen Abwärme wird teilweise an das Restgas übertragen, wodurch diese Energie in den Expandern zurückgewonnen werden kann. Die restliche Abwärme wird über Kühlwasser abgeführt.

Im Gegensatz zur einstufigen partiellen Kondensation, bei der sich für eine Kombination der Zielwerte CO₂-Reinheit und Abtrennungsrate für eine Rauchgaszusammensetzung genau eine Kombination aus Druck und Temperatur bei der partiellen Kondensation ergibt, gibt es bei der zweistufigen partiellen Kondensation mehr Freiheitsgrade. Dickmeis zeigt in [17], dass sich der gewählte Druck in der Abtrennungsanlage sowohl auf die Reinheit als auch auf die Abtrennungsrate auswirkt. Die Temperatur in der zweiten Stufe der Abtrennung wirkt sich hingegen vorrangig auf die Abtrennungsrate aus. Dementsprechend wird der Druck so gewählt, dass sich die gewünschte Reinheit von 96 vol.-% einstellt. Die Abtrennungsrate wird über die Temperatur in der zweiten Stufe sichergestellt. Für den Nennlastbetrieb eines Kraftwerks bei ähnlichen Randbedingungen (2 % Falschluff, steinkohlebefeuert, Sauerstoffreinheit 95 %, vergleichbarer Prozess) zeigt sich, dass der niedrigste spezifische Energiebedarf bei einer Abtrennungsrate von 91,3 % aufgewendet werden muss [17]. Mit höheren Falschluffanteilen sinkt die erreichbare Abtrennungsrate bei der geforderten Reinheit von 96 vol.-% auf unter 90 % ab, auch wenn die Temperatur in der zweiten Abtrennungsstufe weiter abgesenkt wird [17]. Zudem steigt mit dem Falschluffanteil der niedrigste spezifische Energiebedarf an und verschiebt sich zu niedrigeren Abtrennungsraten (4 % Falschluff: Minimum bei CCR von ca. 88 %, 6 % Falschluff: Minimum bei CCR von ca. 86 %) [17]. Die niedrigste Temperatur im Prozess liegt im CO₂-Kühlkreislauf vor, der das Rauchgas vor der zweiten Abtrennungsstufe kühlt (roter Punkt in Abbildung 2.8). Ebenso wie bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation wird eine Mediumtemperatur von -55 °C als untere Grenze festgelegt.

2.4.3 Mehrstromwärmeübertrager

Plate-Fin-Wärmeübertrager, im englischen auch als *compact heat exchangers* bezeichnet, ermöglichen bei kompakter Bauform große Mengen an Wärme zu übertragen [50]. Dabei handelt es sich um Plattenwärmeübertrager mit Einbauten

(Fins) (siehe Abbildung 2.9). Kaltes und warmes Fluid werden durch die Platten voneinander getrennt geführt. Durch die Einbauten im Strömungspfad des Fluids werden Turbulenzen und so ein guter Wärmeübergang erreicht. Außerdem wird die Oberfläche zur Wärmeübertragung vergrößert.

Plate-Fin-Wärmeübertrager sind auch für den Betrieb mit zweiphasigen Strömungen geeignet [51]. Gegenüber dem Vorteil der kompakten Bauform sind ihre Nachteile die leichtere Neigung zum Verstopfen, die Korrosionsanfälligkeit und, da sie im Allgemeinen aus Aluminium gefertigt werden, eine mögliche Schädigung durch Quecksilber. Zulässige Betriebsparameter sind Drücke bis 110 bar und Temperaturen von -269 °C bis 65 °C [52]. Der Einsatz eines Plate-Fin-Wärmeübertragers mit serrated fins hat sich in der Oxyfuel-Testanlage Schwarze Pumpe erfolgreich bewährt und war auch für die darauf aufbauende Demonstrationsanlage vorgesehen [49].

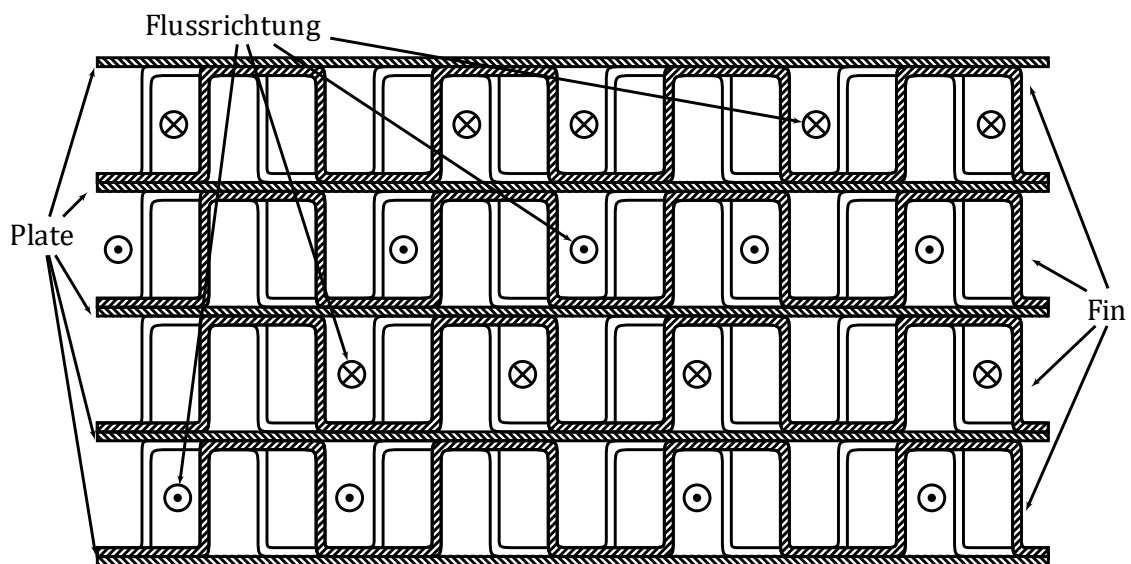


Abbildung 2.9: Ausschnitt eines Plate-Fin-Wärmeübertragers mit serrated fins mit zwei Fluiden. Die Flussrichtungen zeigen die eines Wärmeübertragers im Gegenstrom, wie er in der GPU eingesetzt wird. Die Flussrichtungen sind beispielhaft innerhalb der Ebene zwischen den Platten eingetragen. Grundsätzlich wird die komplette Ebene vom Fluid durchströmt.

Die Wärmeübertragung im Mehrstromwärmeübertrager findet zwischen einem abzukühlenden und mehreren aufzuwärmenden Stoffströmen statt. Während der Restgasstrom immer gasförmig ist, durchlaufen der Rauchgas- und der CO_2 -Strom einen (teilweisen) Phasenwechsel. Da beide Stoffströme keine Reinstoffe sind und die Komponenten unterschiedliche Siedepunkte haben, kommt es zu einem Temperaturgleit. Abbildung 2.10 zeigt beispielhaft die Summenkurven der heißen

und kalten Stoffströme. Die Krümmung der Siede-/Kondensations-temperaturkurven durch die Temperaturgleite beider Ströme sind deutlich zu sehen. Je nach Zusammensetzung der sich mit der Last ändernden Stoffströme haben die Kurven leicht unterschiedliche Formen und Temperaturen. Die Übertragung des Großteils der Wärme erfolgt beim Phasenwechsel. Dabei ist die kleine minimale Temperaturdifferenz (in diesem Beispiel ca. 1,1 K) im Bereich geringer Temperaturen deutlich sichtbar. Die Grädigkeiten am Ein- und Ausgang des Wärmeübertragers liegen deutlich darüber. Weitere Informationen zur Berechnung von Summenkurven sind beispielsweise in [53, 54] zu finden.

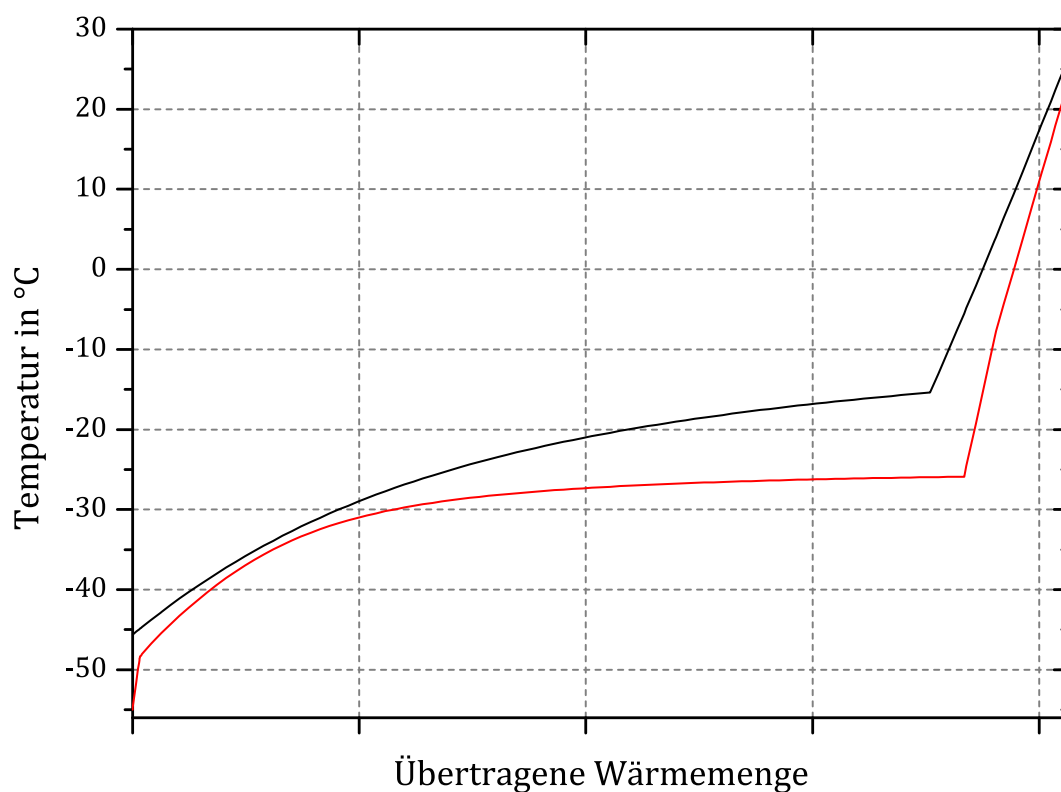


Abbildung 2.10: Beispielhafter Verlauf der Summenkurven der warmen und kalten Stoffströme des Wärmeübertragers der GPU

3 Modellierung

Die Modellierung des Gesamtprozesses erfolgt in den Simulationsumgebungen Epsilon®Professional und Aspen Custom Modeler. In Epsilon®Professional wird das Verhalten der Prozesskomponenten für eine Referenzlast definiert (i. A. Nennlast, im Folgenden gekennzeichnet durch den Index N). Beispiele dafür sind der Wirkungsgrad einer Pumpe oder der Druckverlust in der Frischdampfleitung. Das Verhalten bei einer abweichenden Last wird durch Kennlinien unter Bezugnahme auf die Referenzlast beschrieben. Wenn nicht anders angemerkt, werden in dieser Arbeit alle Kennlinien mit dem Nennlastpunkt normiert. So kann der Wirkungsgrad der Pumpe bei Teillast in Abhängigkeit von Volumenstrom und Förderhöhe über ein Kennfeld abgebildet werden. Druckverluste wie beispielsweise in der Frischdampfleitung werden bei Teillast mit Gleichung (3.1) berechnet, wenn nicht anders angegeben. Epsilon®Professional schließt die Massen-, Energie- und Druckbilanz.

Im Aspen Custom Modeler wird das Gleichungssystem durch eine akasale Aufstellung der Gleichungen und Objektorientierung (ähnlich der Modellierungssprache Modelica [55]) erstellt. Dabei ist der Zugriff auf die Stoffdatenmodelle von AspenPlus möglich und erlaubt so die Modellierung der partiellen Kondensation. Der Modellierungsansatz, das Teillastverhalten durch Kennlinien abzubilden, wird auf die Modellierung im Aspen Custom Modeler übertragen. Er wird zur Abbildung des Verhaltens des Wärmeübertragers, der CO₂-Abtrennung (partielle Kondensation), der Expander und der Drosseln in der GPU eingesetzt.

Das so erstellte Modell erlaubt eine energetische Bewertung des Prozesses auch bei Teillast, und durch die geeignet hinterlegten Kennlinien das Erkennen von Betriebsgrenzen.

3.1 Druckverluste

Mit der Formel

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

wird, wenn nicht anders angegeben, der Druckverlust aller Komponenten bei Teillast berechnet. \dot{m} ist der Massenstrom, v das spezifische Volumen und Δp der Druckverlust. N kennzeichnet den Wert bei Nennlast, also den Bezugswert.

3.2 Kraftwerksprozess

3.2.1 Mühlen

Die Energiebilanz der Mühlen unter Berücksichtigung des Trocknungsvorgangs wird durch die von Brandt in [56] gegebenen Gleichungen geschlossen. Die benötigte elektrische Antriebsenergie wird in Abhängigkeit von der Mühlenlast und dem Hardgrove-Index der Kohle durch Kennlinien berücksichtigt. Diese basieren auf Herstellerangaben. Die Antriebsenergie wird komplett als Wärme dem Rauchgas-Kohlenstaubgemisch aufgegeben. Die Austrittstemperatur am Mühlensichter beträgt in allen Lastpunkten 120 °C und wird durch rezirkuliertes, kaltes Rauchgas geregelt (siehe Abbildung 2.1). Der Druckverlust der Mühle wird mit 100 mbar in allen Lastpunkten festgelegt.

Die primäre Rauchgasrezirkulationsmenge sinkt linear, bis sie bei 40 % Kraftwerkslast 80 % des Massenstroms bei Nennlast beträgt [19]. Bei Nennlast liegt das Verhältnis von Traggas zu Kohlenstaub bei $2\text{m}^3/\text{kg}_{\text{Kohle}}$.

3.2.2 Falschluff

Zur Betrachtung der Auswirkung der Falschluff auf den Oxyfuel-Prozess bei Teillast werden verschiedene Szenarien betrachtet, siehe Kapitel 4. Die Falschluff gelangt bei realen Anlagen an mehreren Stellen in den Prozess, wodurch ein Teil des Sauerstoffs an der Verbrennung teilnimmt und direkt (nicht über die Rauchgasrezirkulation) das lokale λ beeinflusst. In dieser Arbeit wird die Falschluff in den Simulationsmodellen nach der Verbrennung in den Prozess geführt, siehe Abbildung 3.1. Der Falschluffmassenstrom $\dot{m}_{\text{Falschluff, Verbr.}}$ der Gleichungen (2.9) und (2.10), der direkt an der Verbrennung teilnimmt, ist somit 0. Dadurch lassen sich die Auswirkungen auf die GPU im Sinne eines „worst case“-Szenarios untersuchen.

Bei allen Szenarien ist bei Nennlast der Falschluffanteil fest vorgegeben (0 mass.-%, 2 mass.-%, 4 mass.-% und 6 mass.-%). Bei Teillast werden entsprechend Abschnitt 2.2.2 zwei Ansätze betrachtet:

1. Der Falschluffanteil wird im gesamten Lastbereich konstant gehalten, d. h. der Anteil ist immer x % des Teillast-Rauchgasmassenstroms am Austritt des Dampferzeugers, z. B. konstant 2 %. Als Funktion des Rauchgasmassenstroms sinkt so die absolute Falschluffmenge bei Teillast mit dem Rauchgasmassenstrom. Bei der Betrachtung des Verhaltens bei Teillast

entspricht dies der unteren Abschätzung der Falschlufmenge in einer realen Anlage. Dieser Ansatz wird folgend mit $x\%,const$ abgekürzt, bei 4 % Falschluf also beispielsweise $4\%,const$.

2. Bei Teillast ist die Falschlufmenge gleich der Falschlufmenge bei Nennlast. Die Falschlufmenge ist so im gesamten Lastbereich konstant. Dies kann als obere Abschätzung der Falschlufmenge bei Teillast betrachtet werden. Die Falschlufmengen mit diesem Ansatz werden durch $x\%,m$ bei Teillast abgekürzt, also beispielsweise ausgehend von 4 % Falschluf bei Nennlast mit $4\%,m$.

3.2.3 Vorwärmung der primären Rauchgasrezirkulation

Die primäre Rauchgasrezirkulation wird hinter der REA entnommen und liegt dort bei Temperaturen von ca. 70 °C vor. Vor Eintritt in die Kohlemühlen wird, parallel zur Speisewasservorwärmung, mit Hilfe eines regenerativen Vorwärmers Wärme vom Rauchgas auf einen Teilstrom der primären Rauchgasrezirkulation verschoben. Im regenerativen Wärmeübertrager liegt bei Nennlast ein Schlupf von 5 % des Massenstroms des Teilstroms in das Rauchgas vor [42] und es wird eine obere Grädigkeit von 20 K erreicht. Das Verhalten bei Teillast wird durch Kennlinien beschrieben, die aus Messdaten eines modernen steinkohlebefeierten Kraftwerks erstellt wurden. Der Schlupf steigt bis auf 9 % bei 40 % Last an.

Der vorgewärmte und der nicht vorgewärmte Teilstrom der primären Rauchgasrezirkulation werden in allen Lastpunkten passend zur Mühlensichtertemperatur von 120 °C gemischt.

3.2.4 Rauchgasreinigungsanlagen

E-Filter

Das E-Filter mit anschließenden Rauchgasleitungen besitzt einen Druckverlust von 10 mbar bei Kraftwerkennennlast [42]. Es hat im gesamten Lastbereich einen spezifischen elektrischen Energiebedarf von $0,15 \text{ Wh/Nm}^3$ feuchtes Rauchgas. Der Asche-Abscheidegrad beträgt 99,5 %. Die restliche Asche wird in der REA abgeschieden.

Rauchgasentschwefelungsanlage

Der Druckverlust der REA beträgt 30 mbar bei Kraftwerkennennlast. Der spezifische elektrische Energiebedarf ist im gesamten Lastbereich $2,5 \text{ Wh/Nm}^3$ feuchtes Rauchgas [42].

3.2.5 Dampferzeuger

Kather in [42] und Schwendig in [57] folgend, wird die Rauchgasseite des Dampferzeugers durch ein Zwei-Zonen-Modell abgebildet. Dieses ist um die Abbildung des Verhaltens bei Teillast erweitert worden.

Beim Zwei-Zonen-Modell erfolgt eine Unterteilung des Dampferzeugers in zwei Zonen. Zone 1 umfasst den Feuerraum und den Strahlraum, Zone 2 umfasst die konvektiven Heizflächen inklusive Tragrohrschott. Als Grenzen sind eine Rauchgas-eintrittstemperatur von maximal 1250 °C in Zone 2 (wegen der Verschlackungsneigung der konvektiven Heizflächen bei Erreichen der Ascheerweichungstemperatur) und eine Dampftemperatur in der Membranwand von 470 °C am Ende von Zone 1 (entsprechend der maximal zulässigen Materialtemperatur in der Membranwand) vorgegeben.

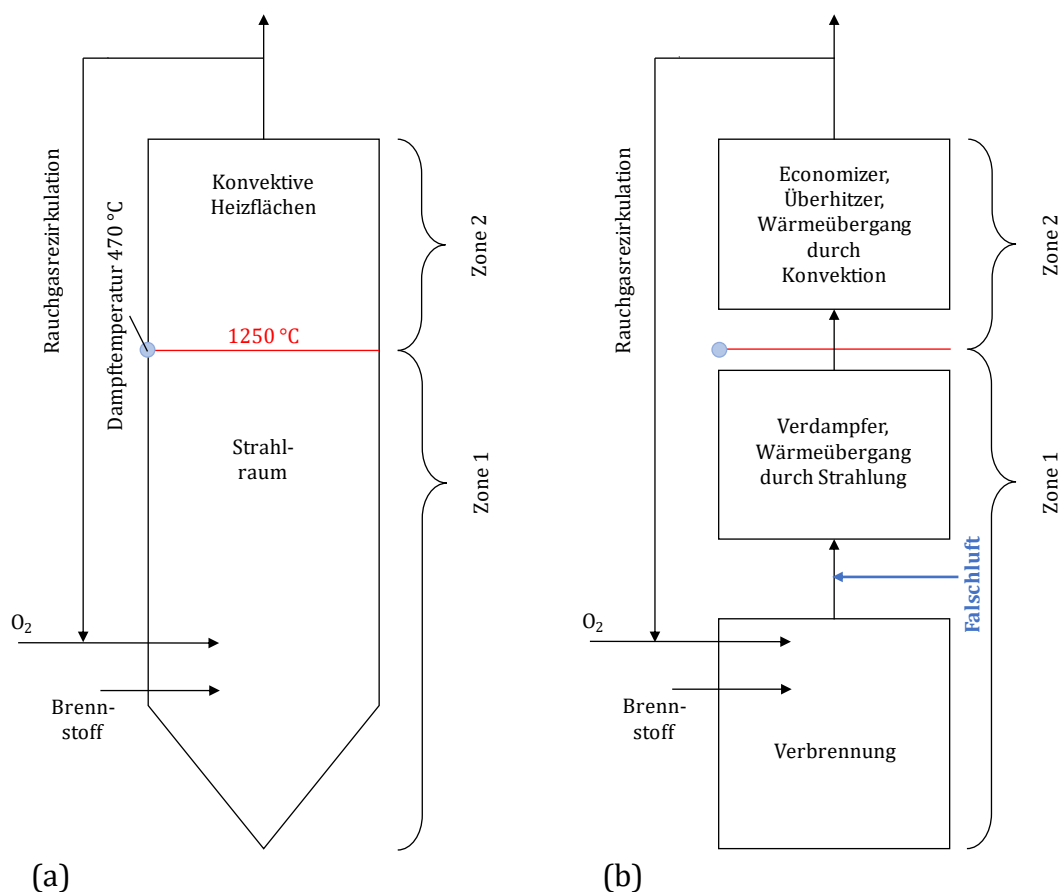


Abbildung 3.1: Schema des Zwei-Zonen-Modells des Dampferzeugers (a) und der modelltechnischen Umsetzung (b) mit Position der Falschluftezugabe. Die Temperaturen gelten für die Nennlast des Kraftwerks.

Bei Teillast sollen sich die Strömungsverhältnisse und damit die Wärmeübergänge in gleicher Weise wie beim Dampferzeuger des konventionellen Kraftwerks ändern (siehe Abschnitt 2.2.1). Deswegen wird die sekundäre Rauchgasrezirkulation so vorgegeben, dass sich bei Teillast der Rauchgasvolumenstrom relativ zum Volumenstrom bei 100% Last in gleicher Weise wie beim konventionellen Kraftwerk ändert. Mit den Kennlinien aus Abbildung 2.3 ergeben sich die in Abbildung 3.2 dargestellten Änderungen des Volumenstroms des Rauchgases am Dampferzeugeraustritt. Wegen der gleichartigen Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse im Vergleich zum konventionellen Kraftwerk ändern sich die Rauchgasaustrittstemperaturen entsprechend denen des konventionellen Kraftwerks.

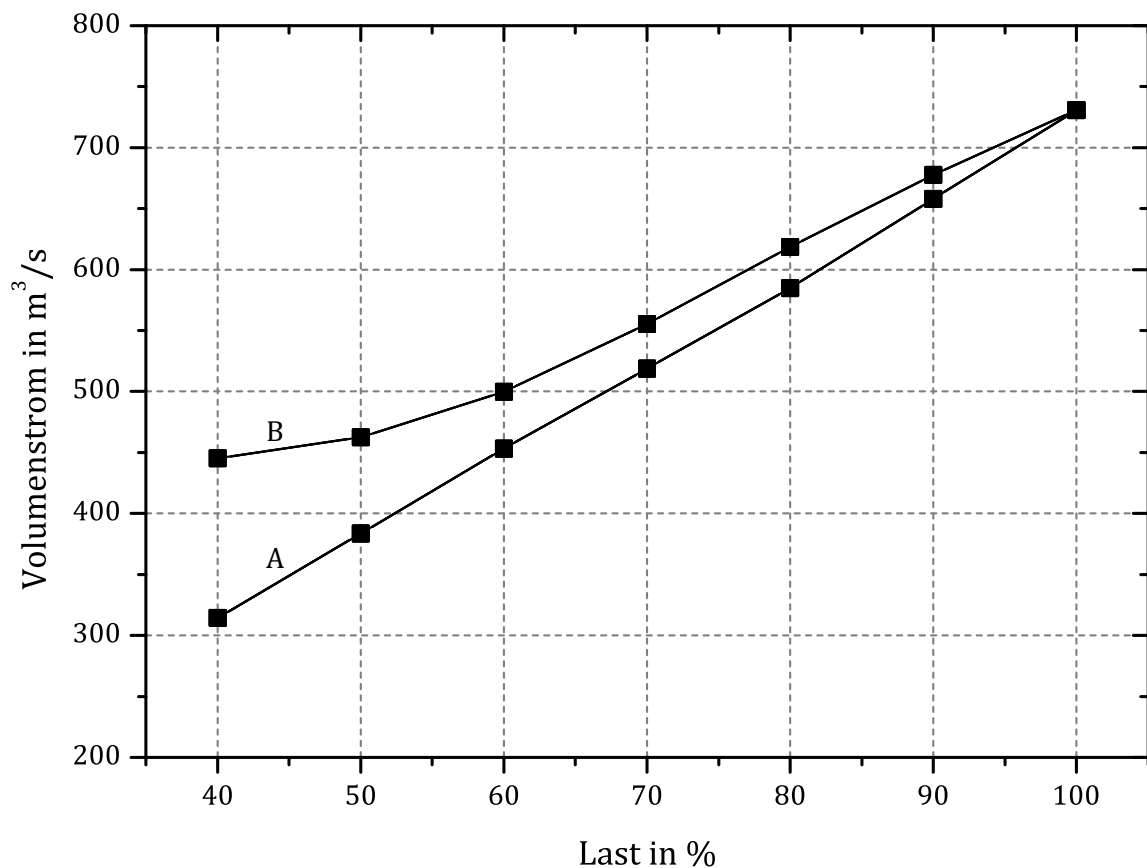


Abbildung 3.2: Rauchgasvolumenströme am Austritt des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie A und bei Volumenstromkennlinie B

Die primäre Rauchgasrezirkulationsmenge richtet sich nach den Anforderungen der Mühlen, des Kohlenstaubtransports und der Brenner. Sie wird deshalb unabhängig von den Temperaturen und Volumenströmen im Dampferzeuger

vorgegeben, welche die sekundäre Rauchgasrezirkulation in Abhängigkeit von der Last sicherstellt.

Die Strahlungsverluste werden mit

$$Q_{\text{rad}} = 0,022 \cdot Q_{\text{N}}^{0.7} \quad (3.2)$$

berechnet [56]. Der Strahlungseintrag aus dem Strahlraum in die konvektiven Heizflächen wird entsprechend früherer Untersuchungen des IET zu 4 % angenommen. Die lokale Sauerstoffzahl λ_L wird in allen Lastpunkten bei 1,15 gehalten.

Die von der Last abhängige Rauchgastemperatur am Austritt des Economisers und vor Eintritt in die konvektiven Heizflächen zeigt Abbildung 3.3. Die Temperatur am Austritt des Economisers sinkt linear von 380 °C bei 100 % Last auf 320 °C bei 40 % Last ab. Sie ist eine Vorgabe im Modell und kein Simulationsergebnis, siehe Anhang A. Die Temperatur vor Eintritt in die konvektiven Heizflächen sinkt bei

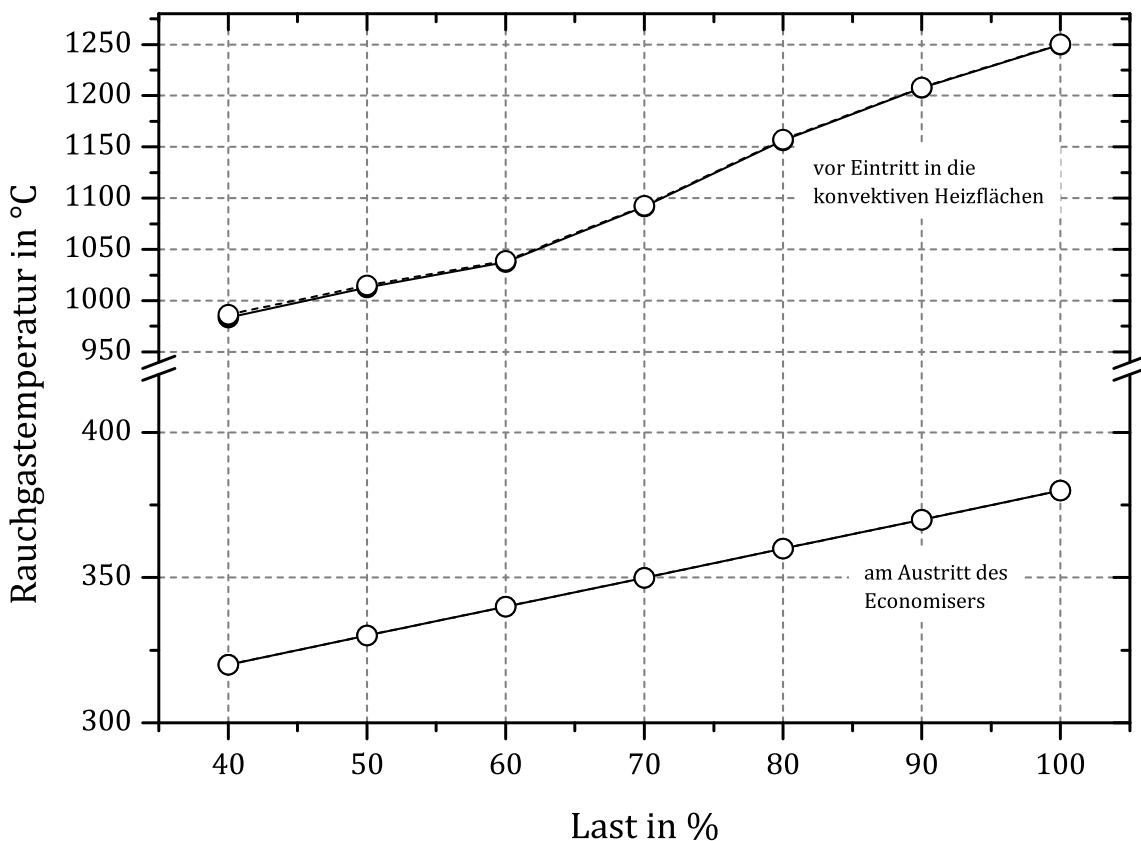


Abbildung 3.3: Rauchgastemperaturen am Austritt des Economisers und vor Eintritt in die konvektiven Heizflächen in Abhängigkeit von der Last. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m. Die Kurven liegen so dicht beieinander, dass sie sich gegenseitig überdecken.

Teillast ebenfalls ab. Sie wird von der Falschlufft nur minimal beeinflusst, wodurch die Linien in Abbildung 3.3 bei konstantem Falschlufftmassenstrom und konstanter Falschlufftmenge von 2 % (siehe Abschnitt 2.2.2) nahezu deckungsgleich verlaufen.

Bei Nennlast betragen die Frischdampfparameter 285 bar und 600 °C und die Parameter der Zwischenüberhitzung 59,5 bar und 620 °C. Der Druckverlust im Hochdrucksystem des Dampferzeugers beträgt bei Nennlast 26 bar und 2 bar in der Zwischenüberhitzung [42]. Bei Nennlast werden in den Hochdrucküberhitzern 6 % des Frischdampfmassenstroms eingespritzt und in den Zwischenüberhitzern 1 % des Frischdampfmassenstroms [41, 35]. Die Einspritzmenge der Zwischenüberhitzung sinkt linear mit der Last, bis sie bei 60 % Last und darunter 0 % beträgt. Die zugrunde liegende Kennlinie ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

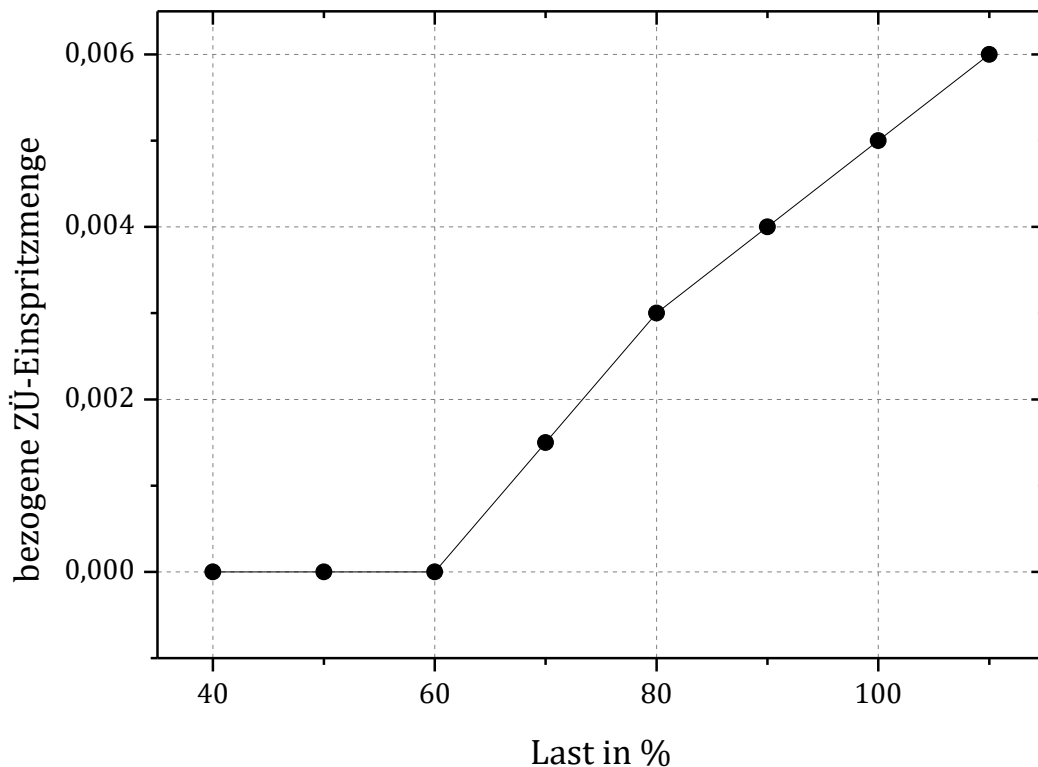


Abbildung 3.4: Auf die jeweilige Frischdampfmenge bezogene Zwischenüberhitzungseinspritzung in Abhängigkeit von der Last

Die Temperaturen des Speisewassers am Eintritt und am Austritt des Economisers, des Dampfs der heißen Zwischenüberhitzung und des Frischdampfs zeigt Abbildung 3.5. Die Frischdampf Temperatur als geregelte Größe wird über den gesamten Lastbereich bei konstant 600 °C gehalten. Durch die Reduktion der Einspritzmenge bei Teillast in die Zwischenüberhitzung sinkt die Zwischenüberhitzertemperatur ab 70 % Last.

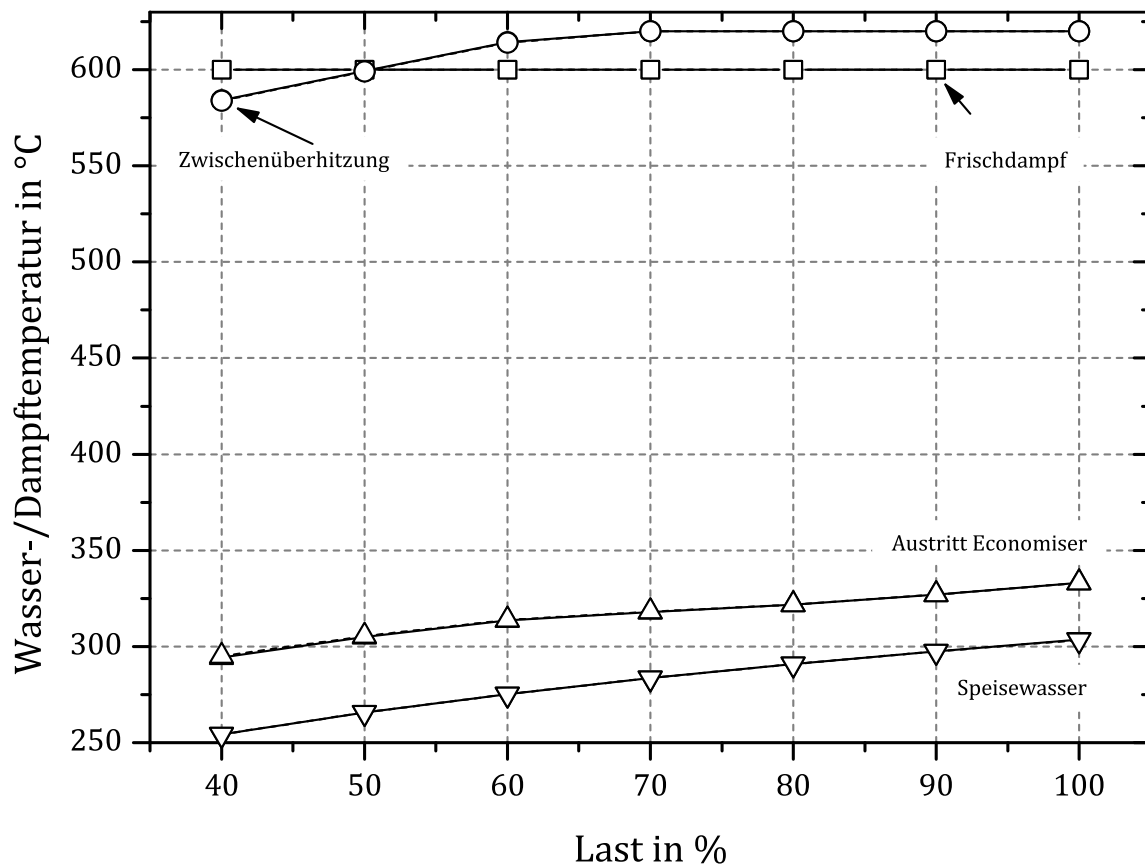


Abbildung 3.5: Temperaturen wichtiger Ströme des Wasser-Dampf-Kreislaufs in Abhängigkeit von der Last. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m.

Der Dampferzeuger wird in Gleitdruckfahrweise betrieben. Frischdampfdruck und -massenstrom am Austritt des Dampferzeugers sinken bei Teillast in Abhängigkeit von den Druckverlusten und dem Verhalten des übrigen Teils des Wasser-Dampf-Kreislaufs ab (Abbildung 3.6). Gleiches gilt für den Druck der Zwischenüberhitzung.

Die oben nicht gezeigten Kennlinien zur Modellierung des Verhaltens des Dampferzeugers sind in Anhang B aufgeführt.

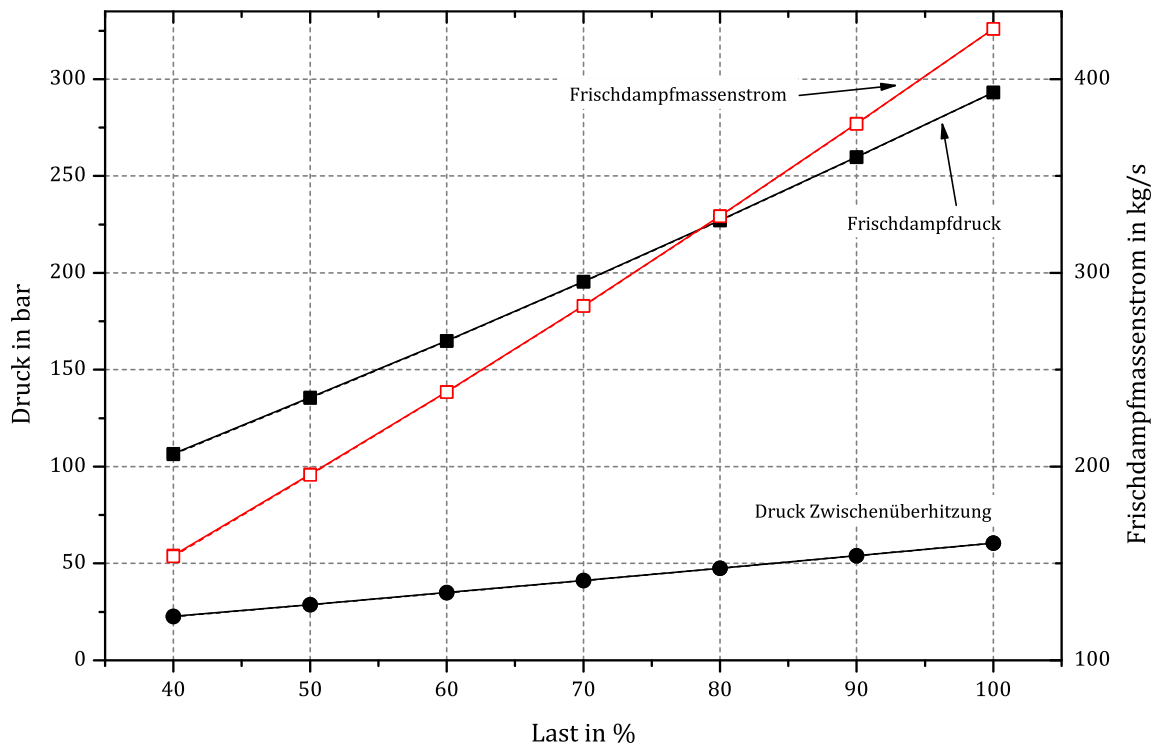


Abbildung 3.6: Druck und Massestrom des Frischdampfs und Druck der Zwischenüberhitzung am Austritt des Dampferzeugers in Abhängigkeit von der Last

3.2.6 Wasser-Dampf-Kreislauf

Neben dem Dampferzeuger umfasst der Wasser-Dampf-Kreislauf die Dampfturbine, den Kondensator, die regenerative Speisewasservorwärmung sowie die Kondensat- und Speisewasserpumpen. Die Modellierung der Pumpen ist in Abschnitt 3.5 beschrieben. Die Modellierung der übrigen Komponenten wird im Folgenden dargestellt.

Dampfturbine

Die Dampfturbine ist für den Nennlastfall des Oxyfuel-Prozesses dimensioniert. Die isentropen Wirkungsgrade sind in diesem Lastfall 91 % in der HD-Stufe, 92 % in der MD-Stufe und 95 % in der ND-Stufe. Zusätzlich dazu werden in den letzten Schaufelreihen der ND-Stufe Verluste infolge Dampfnaße durch einen Baumannfaktor von 0,9 berücksichtigt sowie die Austrittsverluste der letzten Stufe zu 30 kJ/kg angesetzt [41, 58].

Das Verhalten bei Teillast wird zum einen durch das Dampfkegelgesetz von Stodola berücksichtigt [59]. Alternative Modellierungsansätze [60, 61, 62, 63] des Dampfkegelgesetzes zeigten keine Vorteile hinsichtlich der Genauigkeit und Parametrierbarkeit [64]. Zum anderen wird die Lastabhängigkeit des

Turbinenwirkungsgrades in Abhängigkeit vom Volumenstrom durch Kennlinien berücksichtigt. Da der Dampferzeuger im betrachteten Lastbereich in Gleitdruckfahrweise betrieben wird, ist das Eintrittsventil der Dampfturbine immer voll geöffnet.

Die Anzapfungen zur regenerativen Speisewasservorwärmung weisen bei Nennlast einen Druckverlust von 3 % des Druckes in der jeweiligen Anzapfung auf [42]. Ihre Druckniveaus sind für den Nennlastfall optimiert [41, 35].

Kondensator

Die Kühlwassertemperatur ist konstant 16 °C im gesamten Lastbereich. Mit einer oberen Grädigkeit von 3 K im Kondensator ergibt sich der Druck des Turbinenabdampfes von 40 mbar bei Nennlast. Das Teillastverhalten wird durch eine Kennlinie berücksichtigt, die das Verhalten entsprechend den Daten eines modernen Kraftwerks abbildet. Bei Teillast wird der Kühlwassermassenstrom wegen der unregulierten Kühlwasserpumpen konstant belassen. Die Druckverluste im Kühlwassersystem betragen so 3 bar bei Nennlast und bei Teillast.

Speisewasser- und Kondensatvorwärmung

Die Schaltung der Speisewasservorwärmung und der Kondensatvorwärmung ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Wie beim konventionellen Kraftwerk erfolgt die Vorwärmung primär regenerativ durch Anzapfungen aus der Dampfturbine. Bei Nennlast haben die Vorwärmer eine Grädigkeit von 2,5 K. Die Speisewassereintrittstemperatur in den Economiser beträgt bei Nennlast 303,4 °C, die Druckverluste auf der Wasserseite der Vorwärmer sind je Vorwärmer 2 bar im Speisewasserbereich und 0,5 bar im Kondensatbereich. Das Teillastverhalten der Vorwärmer wird durch die von Rábek in [65] gegebenen Gleichungen abgebildet.

Neben der regenerativen Speisewasservorwärmung erwärmt eine Wärmeauskopplung aus dem Rauchgas je einen Teilstrom des Kondensats und des Speisewassers. Diese Teilströme treten bei Nennlast temperaturgleich zur regenerativen Vorwärmung in den Speisewasserbehälter bzw. den Economiser ein.

Die Rauchgastemperatur hinter der Wärmeauskopplung auf das Speisewasser ist im Auslegungspunkt gleich der Rauchgastemperatur hinter dem parallel angeordneten regenerativen Vorwärmer der primären Rauchgasrezirkulation. Bei Teillast sind die Rauchgastemperaturen ein Ergebnis in Abhängigkeit von Last und vom Verhalten der Wärmeübertrager.

Beim Kondensat erfolgt die Wärmeauskopplung in zwei Stufen. In der zweiten Stufe (höheres Temperaturniveau des Rauchgases und des Kondensats) wird das

Rauchgas nur so weit abgekühlt (ca. 170 °C), dass der Säuretaupunkt nicht unterschritten wird. Darauf folgt rauchgasseitig ein Gebläse, welches so einerseits keine Korrosionsprobleme durch Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts hat, andererseits möglichst kühles Rauchgas fördert, um den Eigenbedarf zu minimieren. In der ersten Stufe (niedrigeres Temperaturniveau des Rauchgases und des Kondensats) wird das Rauchgas schließlich so weit abgekühlt (ca. 100 °C), dass der folgenden REA eine ausgeglichene Wasserbilanz ermöglicht wird. Der rauchgasseitige Druckverlust wird je Wärmeübertrager zu 5 mbar angesetzt. Der wasserseitige Druckverlust bei beiden Wärmeauskopplungen wird durch den Druckverlust der parallelen Speisewasservorwärmung bestimmt.

Dampfleitungen

Der Druckverlust in der Frischdampfleitung beträgt bei Nennlast 7,5 bar. Die Leitungen zu und von der Zwischenüberhitzung haben jeweils einen Druckverlust von 1 bar. Das Teillastverhalten wird entsprechend Gleichung 3.1 modelliert. Wärmeverluste werden vernachlässigt.

3.3 Luftzerlegungsanlage (LZA)

Das Modell der LZA umfasst die adiabate Luftverdichtung, die interne Sauerstoffvorwärmung, Kühlung und Trocknung und die eigentliche Trennung der Luft in ihre Bestandteile in den Trennkolonnen. Ein Schema des Modells des Prozesses zeigt Abbildung 3.7.

Die Kolonnen werden vereinfacht als Black-Box-Modelle abgebildet. Dies bedeutet, dass die Ergebnisse für die Betrachtungen in dieser Arbeit hinreichend genau dem realen Verhalten entsprechen, jedoch keine physikalische Modellierung der Vorgänge in den Kolonnen vorgenommen wurde. Die Kolonnen zerlegen die Luft in einen Sauerstoffstrom mit der volumetrischen Zusammensetzung von 95 % Sauerstoff, 2,6 % Stickstoff und 2,4 % Argon und in einen Stickstoffstrom, der die restlichen Anteile der Luft enthält. Die Sauerstoffausbeute beträgt 97 % [32].

Die Verdichter sind durch detaillierte Kennfelder modelliert, die in Abhängigkeit von Volumenstrom und Stutzenarbeit den polytropen Wirkungsgrad abbilden. Da bei der LZA das Druckverhältnis – bei Vernachlässigung der Änderung der Druckverluste in der Anlage – auch bei Teillast konstant bleibt, ist die Stutzenarbeit in allen Lastpunkten konstant. Je nach Anforderung kann die Auslegung nahe beim Bestpunkt oder bei einem anderen geeigneten Lastpunkt liegen. Bei den Verdichtern für die LZA wurde der Auslegungspunkt in dieser Arbeit entsprechend der

qualitativen Skizze in Abbildung 3.8 abseits des Bestpunkts gewählt, um einen größeren Lastbereich abzudecken. Für eine Anlage, die häufig bei stark unterschiedlichen Lastpunkten betrieben wird, ist dies vorteilhaft, vor allem, wenn der Verdichter der begrenzende Faktor ist (siehe Abschnitt 2.3). Nachteilig ist ein um 2-3 %-Pkt. geringerer Wirkungsgrad in allen Lastpunkten. Außerdem wird bei Teillast der zulässige Arbeitsbereich oberhalb des Auslegungsvolumenstroms ausgenutzt. Eine eingehende Beschreibung der zur Modellierung der Verdichter der LZA genutzten Gleichungen erfolgt zusammen mit den anderen Strömungsmaschinen in Abschnitt 3.5.

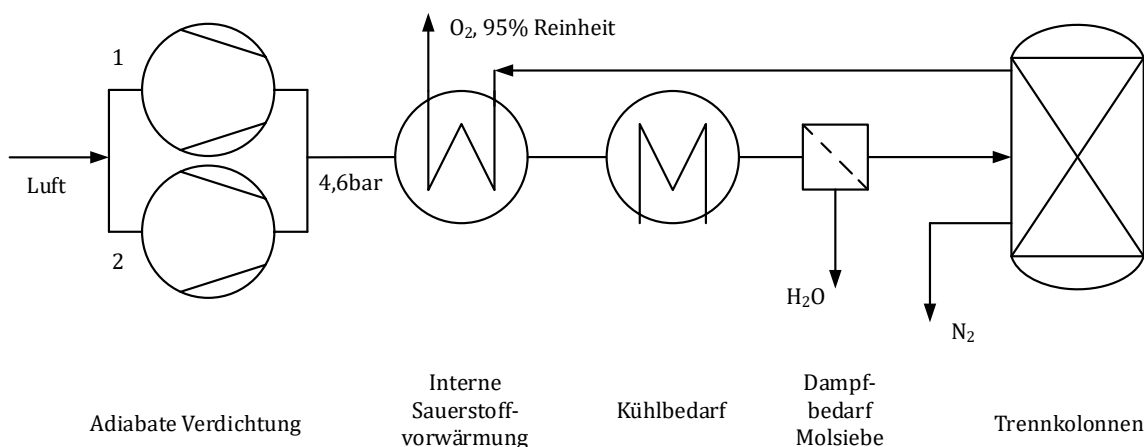


Abbildung 3.7: Schema des Modells einer einzelnen LZA mit Verdichtern, Sauerstoffvorwärmung und Kolonne

Verdichter und LZA werden je nach Kraftwerkslast zu- und abgeschaltet, um den gesamten untersuchten Lastbereich von 40 % bis 100 % Kraftwerkslast abzudecken. Wegen der Abbildung der Kolonnen als Black-Box hat in der Modellierung nur die Strängigkeit der Verdichter Auswirkungen auf den Prozess. Die Strängigkeit der Verdichter wirkt sich auf den elektrischen Eigenbedarf und den Zustand der Luft am Verdichteraustritt in Abhängigkeit vom Verdichterwirkungsgrad aus. Der Bedarf der Molsiebe an Regenerationsdampf zur Trocknung der Luft wird mit 7500 kJ pro absorbiertem Kilogramm Wasser [17] und als kontinuierlich anfallend angenommen.

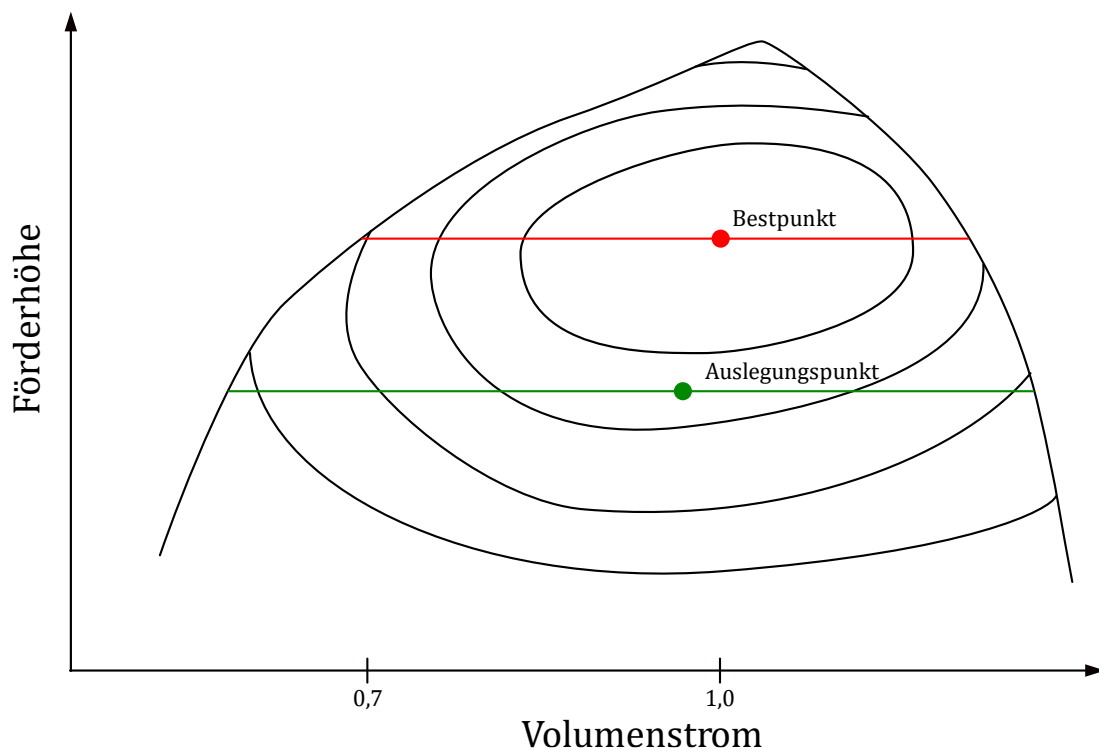


Abbildung 3.8: Qualitatives Kennfeld der Luft-Verdichter der LZA. Die Auslegung wird so gewählt, dass ein größerer Arbeitsbereich abgedeckt wird.

3.4 GPU

Entsprechend den Prozessschritten, die das Rauchgas durchläuft (siehe Abschnitt 2.4), lassen sich die Modelle der GPU in die Untermodelle

- Vorkonditionierung und Vorverdichtung,
- kalter Teil mit CO₂-Abtrennung und
- Endverdichtung des CO₂

unterteilen. Die Vorverdichtung umfasst den Direktkontaktkühler, den Vorverdichter mit Zwischenkühlern sowie Molsiebe und Aktivkohlefilter. Die Druckverluste bei Nennlast über die Molsiebe und das Aktivkohlefilter werden zu 200 mbar und 500 mbar angenommen, der Druckverlust des Direktkontaktkühlers liegt bei 20 mbar. Der Bedarf zur Regenerierung der Molsiebe fällt wie bei der LZA kontinuierlich an und liegt ebenso bei 7500 kJ pro absorbiertem Kilogramm Wasser. Die Vorverdichtung ist sowohl beim Modell der einstufigen partiellen Kondensation mit interner Kälteerzeugung als auch beim Modell mit zweistufiger partieller Kondensation und externer Kälteerzeugung in Epsilon®Professional abgebildet.

Eine Ausschleusung von CO_2 über das nach den Zwischenkühlern der Vorverdichtung abgeführte Kondensat wird in der Bilanzierung nicht berücksichtigt.

Anlagenbereiche, in denen niedrige Temperaturen und zweiphasige Fluidzustände auftreten (kalter Teil), sind im Aspen Custom Modeler modelliert. Die Stoffdaten sind im Aspen Custom Modeler jeweils als binäre Mischung des CO_2 mit den Stoffen Stickstoff (N_2), Argon und Sauerstoff (O_2) auf Basis der Peng-Robinson-Gleichung abgebildet, siehe [66]. Die binären Mischungsparameter sind [29] entnommen.

Die Endverdichtung des gasförmigen CO_2 -Stroms des Modells mit einstufiger partieller Kondensation ist in Epsilon® Professional abgebildet. Der flüssige CO_2 -Strom der zweistufigen partiellen Kondensation wird mit einer Pumpe auf 110 bar verdichtet, die im Aspen Custom Modeler abgebildet ist. Die Modellierung der Strömungsmaschinen ist in Abschnitt 3.5 ausgeführt.

Um das Verhalten des kalten Teils bei Teillast abzubilden, wurden im Aspen Custom Modeler die Gleichungen der Teilkomponenten des Modells hinterlegt und diese Teilkomponenten zu einem Gesamtmodell verknüpft. Die implementierten Gleichungen der einfachen Modelle wie einfache Wärmeübertrager, einen Flash als Phasentrenner, Drosseln und Armaturen sowie Mixer und Splitter von Strömen sind in [67] beschrieben.

Des Weiteren umfasst die Modellierung des kalten Teils einen Mehrstromwärmeübertrager, der bei der Bestimmung des Wärmeübergangs und der Druckverluste den Phasenwechsel und das Verhalten von Stoffgemischen berücksichtigt. Im Falle der einstufigen partiellen Kondensation kondensiert das Rauchgas, der CO_2 -Strom wird partiell verdampft und das Restgas ohne Phasenwechsel erwärmt. Bei der zweistufigen CO_2 -Abtrennung wird das Ammoniak kondensiert, und das Restgas bleibt gasförmig. Wärmeübergang und Druckverlust einphasiger Strömungen in Plate-Fin-Wärmeübertragern werden durch Korrelationen beschrieben, wie sie zum Beispiel in [52, 68] aufgeführt werden. In [69] gegebene Gleichungen beschreiben auch den Fall des Phasenwechsels (unterschieden nach Kondensation und Verdampfung) und das Verhalten von Mehrstoffgemischen. Basis ist der Druckverlust und der Wärmeübergang beim einphasigen Fluid. Korrekturterme bilden dann davon ausgehend das Verhalten von zweiphasigen Fluiden ab. Mit diesen Gleichungen werden Kennlinien erstellt, die das Verhalten bei Teillast abbilden. Im Folgenden werden die implementierten Gleichungen und die erstellten Kennlinien dargestellt.

3.4.1 Modellierung des Mehrstromwärmeübertragers

Für den Wärmeübergang bei *einphasigem* Fluid wird der Wärmeübergangskoeffizient α allgemein durch

$$\alpha = \frac{j \cdot m' \cdot c_p}{Pr^{2/3}} \quad (3.3)$$

beschrieben. j ist der *Colburn Faktor*, m' die Massenstromdichte, c_p die spezifische Wärmekapazität und Pr die Prandtl-Zahl. Der Colburn Faktor ist für den Fall einer laminaren Strömung durch

$$j = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \cdot \alpha^{-0,1541} \cdot \delta^{0,1499} \cdot \gamma^{-0,0678} \quad (3.4)$$

und für den Fall der turbulenten Strömung durch

$$j = 0,2435 \cdot Re^{-0,4063} \cdot \alpha^{-0,1037} \cdot \delta^{0,1955} \cdot \gamma^{-0,1733} \quad (3.5)$$

gegeben mit α als Verhältnis von Breite s zu Höhe h der Finnen, δ als Verhältnis von Dicke t zu Länge l und dem Verhältnis γ von Dicke zu Breite. Die Größen sind in Abbildung 3.9 skizziert.

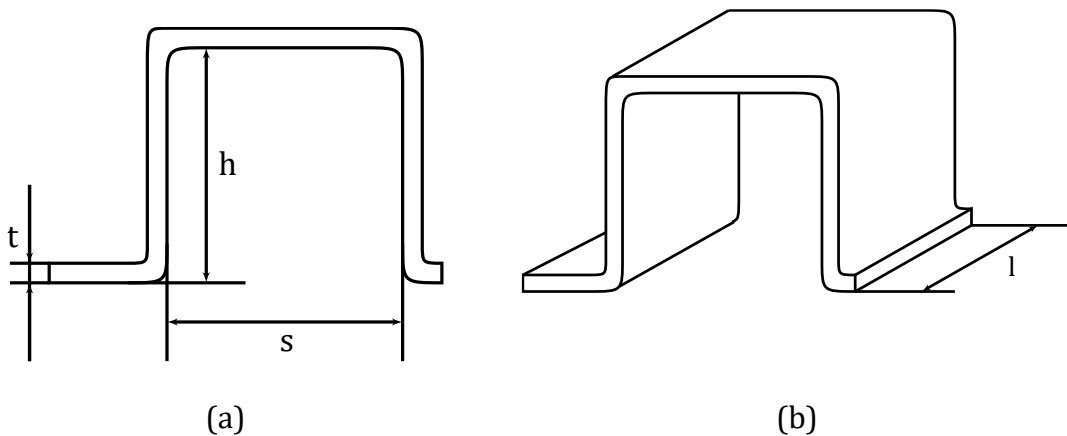


Abbildung 3.9: Maße eines Teilelements der Einbauten im Plate-Fin-Wärmeübertrager in der Draufsicht (a) und als perspektivische Darstellung (b)

Entsprechend dem Colburn Faktor zur Beschreibung des Wärmeübergangs beschreibt der *Fanning Friction Faktor* f die Druckverluste durch Reibung. f ist für den Fall einer laminaren Strömung durch

$$f = 9,6243 \cdot Re^{-0,7422} \cdot \alpha^{-0,1856} \cdot \delta^{0,3053} \cdot \gamma^{-0,2659} \quad (3.6)$$

und für den Fall der turbulenten Strömung durch

$$f = 1,8699 \cdot \text{Re}^{-0,2993} \cdot \alpha^{-0,0936} \cdot \delta^{0,6820} \cdot \gamma^{-0,2423} \quad (3.7)$$

gegeben. [68]

Die kritische Reynoldszahl ist nach [68]

$$\text{Re}^* = \frac{\left(257 \cdot \left(\frac{l}{s} \right)^{1,23} \cdot \left(\frac{t}{l} \right)^{0,58} \cdot d_h^* \right)}{\sqrt{t + 1,328 \cdot \left(\frac{\text{Re}}{l \cdot d_h^*} \right)}} \quad (3.8)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser

$$d_h^* = \frac{2 \cdot (s - t) \cdot h}{s + h + t \cdot \frac{h}{l}} \quad (3.9)$$

nach [70].

Bei der Abbildung des *Wärmeübergangs der Kondensation* wird zunächst die Reynoldszahl des gesamten Massenstroms als Flüssigphase (Index T für den gesamten Strom (engl., *total*), Index l, liquid) berechnet [69]

$$\text{Re}_{Tl} = \frac{m' \cdot d_h}{\mu_l} \quad (3.10)$$

und mit dieser der zugehörige Colburn Faktor j_{Tl} nach den Gleichungen (3.4) oder (3.5). Hierbei ist μ_l die dynamische Viskosität der Flüssigphase und d_h der hydraulische Durchmesser nach Gleichung (3.9) mit den Längen aus Abbildung 3.9. Mit der Wärmeleitfähigkeit λ und der spezifischen Wärmekapazität c_p ist die Prandtlzahl der flüssigen Phase

$$\text{Pr}_l = \frac{c_{pl} \cdot \mu_l}{\lambda_l} \quad (3.11)$$

und damit die Wärmeübergangszahl des gesamten Fluids als flüssige Phase

$$\alpha_{Tl} = \frac{j_{Tl} \cdot m' \cdot c_{pl}}{\text{Pr}_l^{2/3}} \quad (3.12)$$

Diese wird um den Dampfanteil korrigiert

$$\alpha_{cond} = \alpha_{Tl} \sqrt{F_V} \quad (3.13)$$

mit

$$F_V = \left(x_g \cdot \frac{\rho_l}{\rho_g} \right) + 1 - x_g \quad (3.14)$$

Mit dem Index g der Dampfphase ist x_g der Dampfmassenanteil, ρ_l die Dichte der flüssigen Phase und ρ_g die Dichte der gasförmigen Phase. Zur Berücksichtigung von Mehrstoffgemischen wird von der Gasphase die Reynoldszahl

$$\text{Re}_g = \frac{m' \cdot d_h \cdot x_g}{\mu_g}, \quad (3.15)$$

der zugehörige Colburn Faktor nach den Gleichungen (3.4) oder (3.5), die Prandtlzahl

$$\text{Pr}_g = \frac{c_{pg} \cdot \mu_g}{\lambda_g} \quad (3.16)$$

und schließlich der Wärmeübergangskoeffizient der Gasphase

$$\alpha_g = \frac{j_g \cdot m' \cdot x_g \cdot c_{pg}}{\text{Pr}_g^{2/3}} \quad (3.17)$$

berechnet. Durch

$$Z = x_g \cdot c_{pg} \cdot \left(\frac{dh}{dT} \right) \quad (3.18)$$

mit dem Verhältnis der Enthalpieänderung dh zur Temperaturänderung dT folgt

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cond}} + \frac{Z}{\alpha_g}} \quad (3.19)$$

Im Falle der *Verdampfung* wird Re_{Tl} mit Gleichung (3.10) bestimmt und die Reynoldszahl der flüssigen Phase allein mit dem Dampfanteil berechnet:

$$\text{Re}_l = \text{Re}_{Tl} \cdot (1 - x_g). \quad (3.20)$$

Die Reynoldszahl der gasförmigen Phase Re_g ergibt sich nach Gleichung (3.15). Ist der Dampfgehalt x_g gleich 0 oder größer 0,95, so ist der Wärmeübergangskoeffizient des Verdampfungsvorgangs $\alpha = \alpha_g$ nach den Gleichungen (3.16) und (3.17). Liegt x_g zwischen 0 und 0,95, so wird zunächst die Prandtlzahl der flüssigen Phase mit

Gleichung (3.11) berechnet. Die Wärmeübergangszahl des gesamten Fluids als flüssige Phase ist

$$\alpha_{Tl} = j_{Tl} \cdot m' \cdot (1 - x_g)^{0,8} \cdot \frac{c_{pl}}{Pr^{\frac{2}{3}}}. \quad (3.21)$$

Diese wird korrigiert durch

$$\alpha = \alpha_{Tl} \cdot F \quad (3.22)$$

mit

wenn $X > 10,0 : F = 1,0$ sonst

$$F = 2,35 \cdot \left(\frac{1}{X} + 0,213 \right)^{0,736} \quad (3.23)$$

und

$$X = \left(\frac{f_l \cdot \rho_g}{f_g \cdot \rho_l} \right)^{0,5} \cdot \frac{1 - x_g}{x_g}. \quad (3.24)$$

Die aufgeführten Formeln zur Abbildung der Verdampfung gelten auch für Mehrstoffgemische. Die Auswirkung der Verschmutzung kann mit der effektiven Wärmeübergangszahl durch eine additive Korrektur r_d

$$\alpha_{\text{eff}} = \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + r_d} \right) \quad (3.25)$$

berücksichtigt werden.

Der Druckverlust durch Reibung Δp_{fric} wird beim einfachen einphasigen Fall durch

$$\Delta p_{\text{fric}} = 4 \cdot f \cdot \left(\frac{l}{d_h} \right) \cdot \left(\frac{m'^2}{2 \cdot \rho} \right) \quad (3.26)$$

beschrieben, mit dem Fanning Friction Faktor f (siehe oben) und der Länge l des betrachteten Elements. Zusätzlich tritt eine Druckänderung durch die geodätische Höhendifferenz auf, vor allem bei Kondensations- und Verdampfungsvorgängen, bei denen die Fluide i. A. parallel zur Erdbeschleunigung (d. h. senkrecht zur Erdoberfläche) geführt werden:

$$\Delta p_{\text{grav}} = \rho \cdot g \cdot \Delta l_{\text{geod.}} \quad (3.27)$$

mit der Erdbeschleunigung g und der geodätischen Höhendifferenz $\Delta l_{\text{geod.}}$.

Bei der zweiphasigen Strömung mit abwärts strömendem Fluid und Kondensation kann die flüssige Phase vernachlässigt werden und mit den Gleichungen für den einphasigen Fall gerechnet werden. Bei der aufwärts geführten Verdampfung oder bei horizontaler Strömung werden die Reynoldszahlen des gesamten Fluidstroms für den flüssigen Fall nach Gleichung (3.10) und den gasförmigen Fall mit

$$\text{Re}_{Tg} = \frac{m' \cdot d_h}{\mu_g} \quad (3.28)$$

bestimmt und mit diesen die Fanning Friction Faktoren f_{Tl} und f_{Tg} mit den Gleichungen (3.6) oder (3.7). Mit den Termen

$$E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \cdot \frac{(\rho_l \cdot f_{Tg})}{(\rho_g \cdot f_{Tl})}, \quad (3.29)$$

$$F = x_g^{0,78} \cdot (1 - x_g)^{0,24}, \quad (3.30)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,91} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,19} \cdot \left(\frac{1 - \mu_g}{\mu_l}\right)^{0,7}, \quad (3.31)$$

der Froudezahl

$$\text{Fr} = \frac{m'^2}{g \cdot d_h \cdot \rho} \quad (3.32)$$

und der Weberzahl

$$\text{We} = \frac{m'^2 \cdot d_h}{\rho \cdot \sigma} \quad (3.33)$$

mit der Oberflächenspannung σ ergibt sich

$$\Phi_{10}^2 = E + 3.24 \cdot F \frac{H}{\text{Fr}^{0,045} \cdot \text{We}^{0,035}} \quad (3.34)$$

und damit

$$\Delta p_{\text{fric}} = \int \Phi_{\text{lo}}^2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{f_{Tl}}{d_h} \right) \cdot \frac{m'^2}{2 \cdot \rho_l} dl. \quad (3.35)$$

Der Druckgewinn durch Gravitation kann bei der Kondensation vernachlässigt werden. Für die Verdampfung gilt mit dem Winkel θ der Flussrichtung zur Horizontalen

$$\Delta p_{\text{grav}} = g \cdot \sin \theta \int \rho dl_{\text{geod.}} \quad (3.36)$$

Die lokale Dichte ist

$$\rho = \rho_l \cdot (1 - \epsilon_g) + \rho_g \cdot \epsilon_g \quad (3.37)$$

mit

$$\epsilon_g = \frac{V_R}{V_R + u_r} \quad (3.38)$$

und

$$V_R = \frac{\rho_l}{\rho_g} \cdot \frac{x_g}{1 - x_g}. \quad (3.39)$$

Zur Berechnung der Schlupfrate u_r werden die folgenden Gleichungen empfohlen [69]:

$$\text{We}_{Tl} = \frac{m'^2 \cdot d_h}{\rho_l \cdot \sigma} \quad (3.40)$$

$$C_1 = 0,027 \cdot \frac{\text{We}_{Tl}}{\text{Re}_{Tl}^{0,51}} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,08} \quad (3.41)$$

$$C_2 = \frac{V_R}{1 + C_1 \cdot V_R} - V_R \cdot C_1 \quad (3.42)$$

Wenn $C_2 \leq 0$ gilt, dann ist $u_r = 1.0$, sonst gilt

$$u_r = 1 + \frac{1,58}{\text{Re}_{Tl}^{0,19}} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,22} \cdot \sqrt{C_2}. \quad (3.43)$$

Jeder Fluidstrom wird entlang seiner Zustandsänderung diskretisiert (Δh) und für jedes Element α_{Element} und $\Delta p_{\text{Element}}$ in Abhängigkeit vom lokalen Phasenzustand berechnet. Anschließend wird α_{gesamt} gewichtet nach der übertragenen Wärmemenge gemittelt und Δp_{gesamt} aufsummiert. Führt man dies für verschiedene Massenströme durch, erhält man α und Δp in Abhängigkeit vom Massenstrom. Zur Abbildung des Verhaltens des Wärmeübertragers bei Teillast werden diese Werte als Kennlinien in normierter Form hinterlegt. Die jeweiligen Stoffströme durchlaufen bei allen Teillasten ähnliche Zustandsänderungen, wodurch die Kennlinien auch bei Teillasten anwendbar sind. Abbildung 3.10 bis Abbildung 3.15 zeigen die hinterlegten Kennlinien. Sie sind als Polynome in den Modellen hinterlegt, die auf die diskreten, errechneten Werte angepasst wurden. Die Anpassung der Polynome für die Wärmeübergänge ist nicht hinreichend genau bei sehr geringen Massenströmen, die in den Lastbereichen dieser Arbeit jedoch nicht auftreten und deswegen keine Auswirkung auf die Ergebnisse der Simulationen haben. Bis zu einem relativen Massenstrom von 0,02 ist der Fehler kleiner als 4 %.

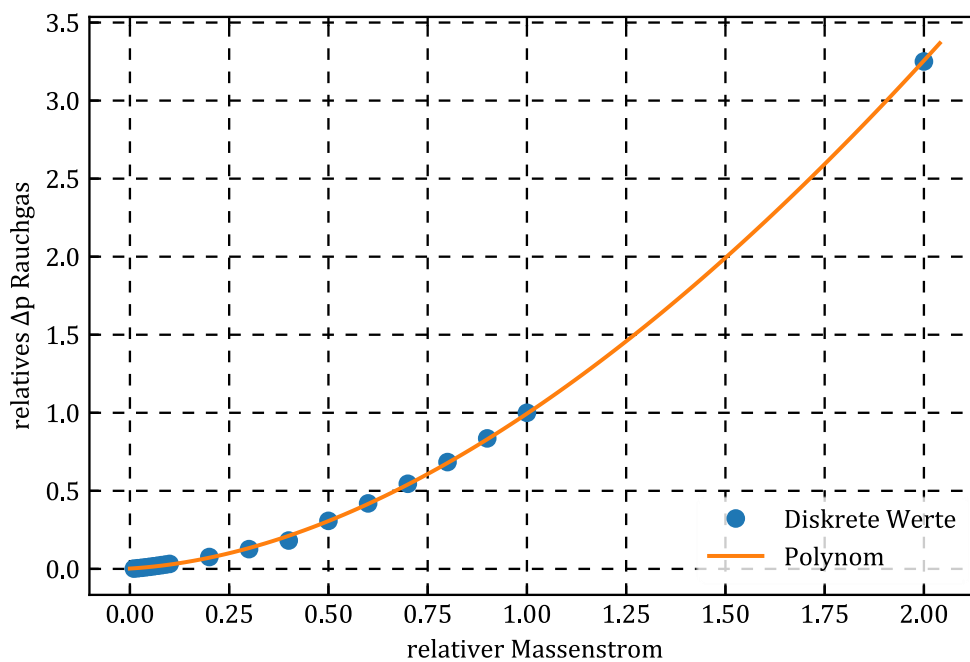


Abbildung 3.10: Druckverlust des kondensierenden Rauchgases im Plate-Fin Wärmeübertrager

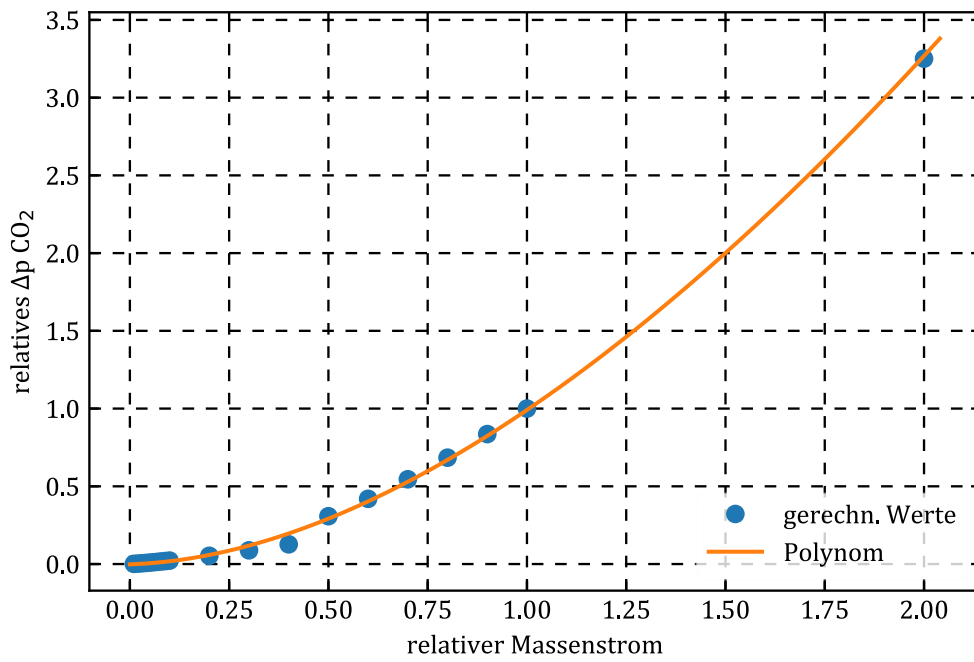


Abbildung 3.11: Druckverlust des verdampfenden CO₂ im Plate-Fin Wärmeübertrager

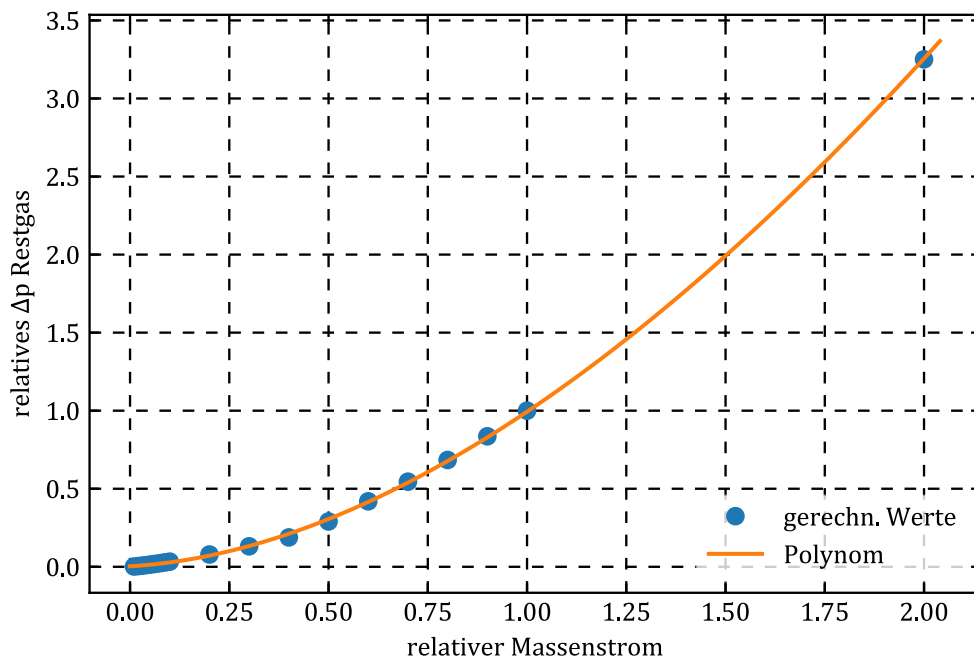


Abbildung 3.12: Druckverlust des Restgases im Plate-Fin-Wärmeübertrager

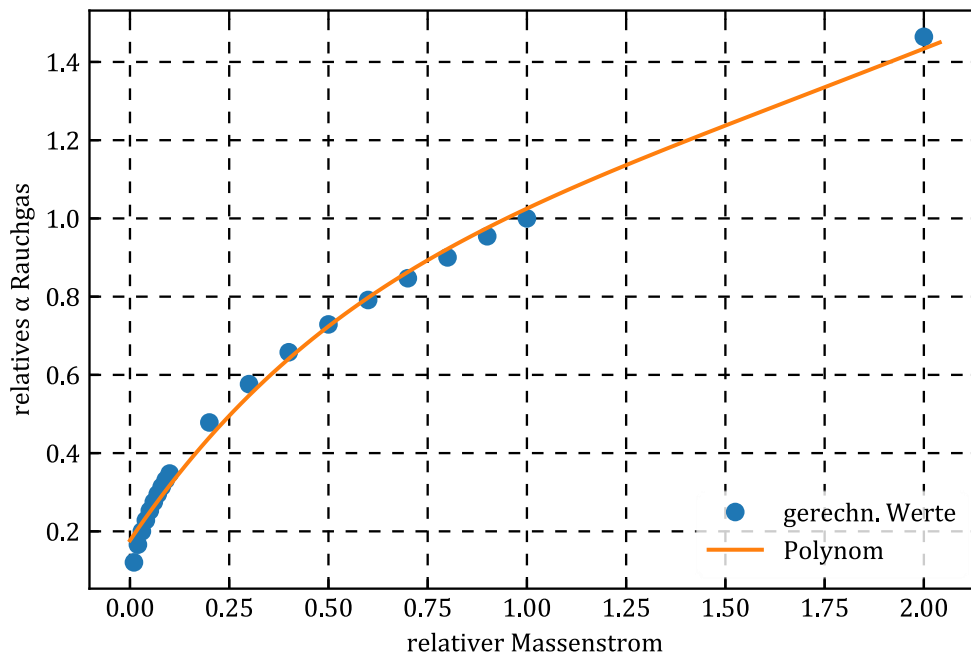


Abbildung 3.13: Relativer Wärmeübergang des Rauchgases im Plate-Fin Wärmeübertrager

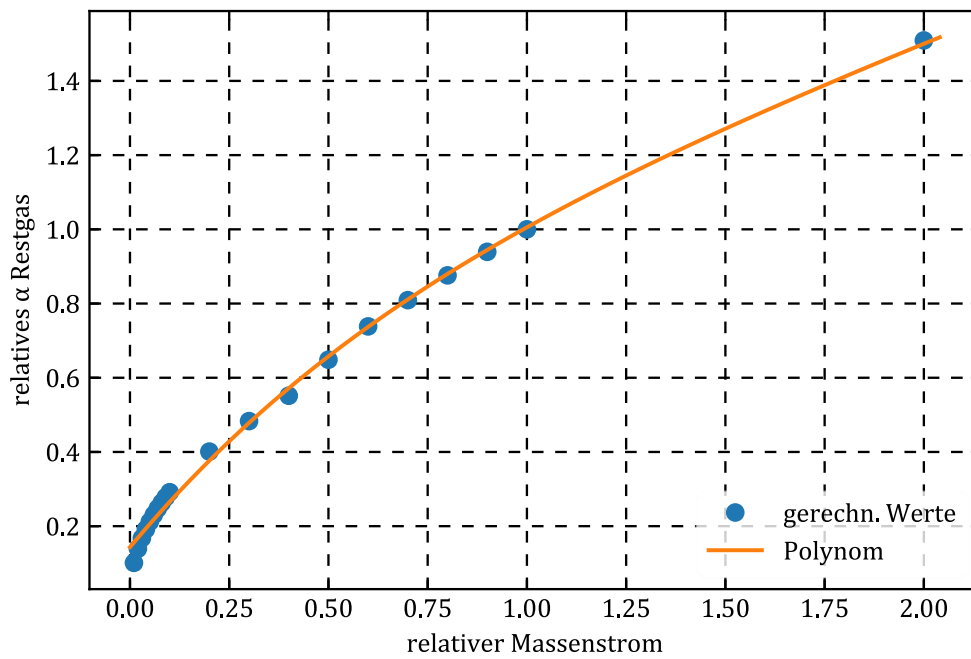


Abbildung 3.14: Relativer Wärmeübergang des Restgases im Plate-Fin Wärmeübertrager

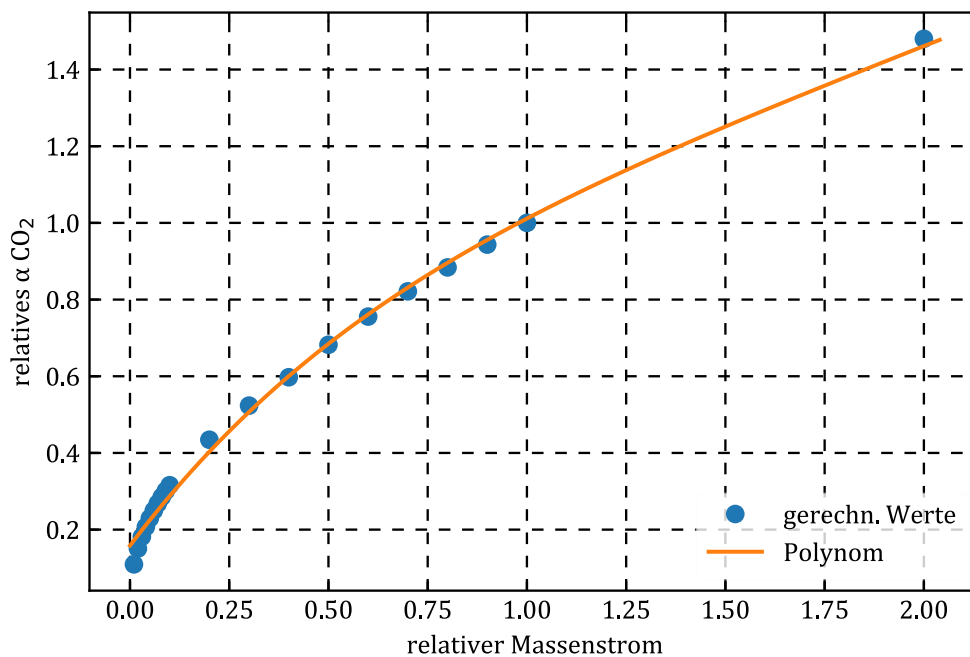


Abbildung 3.15: Relativer Wärmeübergang des CO₂-Stroms im Plate-Fin Wärmeübertrager

3.5 Strömungsmaschinen

Das Verhalten des Oxyfuel-Prozesses wird maßgeblich durch den großen Einfluss der Verdichter in der LZA und der GPU sowie die Rezirkulationsgebläse bestimmt. Deswegen wurden für alle verdichtenden Strömungsmaschinen mit deutlichem Einfluss auf den Prozess detaillierte Kennfelder hinterlegt, die den Zusammenhang von Volumenstrom, spezifischer Förderarbeit und polytropem Wirkungsgrad beschreiben. Die Modellierung der Dampfturbine ist in Abschnitt 3.2.6 beschrieben.

3.5.1 Pumpen

Die Speisewasserpumpen, die Kühlwasserpumpen und die CO₂-Pumpe bei der zweistufigen CO₂-Aufbereitung haben einen größeren Leistungsbedarf und somit Einfluss auf den Nettowirkungsgrad. Die Kühlwasserpumpen werden bei weitestgehend gleicher Leistung betrieben, wodurch sich der Lastpunkt und damit die Leistung nicht nennenswert ändert. Die anderen beiden Pumpen wurden detaillierter abgebildet, was nachfolgend beschrieben wird.

Weitere Pumpen sind die Hauptkondensatpumpen mit einem Wirkungsgrad von 0,825 im Bestpunkt und Kondensatpumpen zum Vorwärtspumpen des Kondensats aus dem dritten Kondensatvorwärmer mit einem Wirkungsgrad von 0,8. Das Teillastverhalten wird bei beiden durch eine Kennlinie abgebildet.

Speisewasserpumpen und CO₂-Pumpe

Die Speisewasserpumpe wird mit den von Gülich in [71] aufgeführten Formeln berechnet:

Die Förderhöhe H ergibt sich aus der Druckdifferenz über die Pumpe, der Dichte ρ des Fluid und der Erdbeschleunigung g zu

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}. \quad (3.44)$$

Damit wird die Enthalpie h_{aus} am Austritt (Index aus) der Pumpe in Abhängigkeit von der Enthalpie am Eintritt (Index ein) errechnet

$$h_{\text{aus}} = h_{\text{ein}} + g \cdot H \quad (3.45)$$

sowie die mechanische Leistung

$$P_{\text{mech}} = \frac{\dot{m} \cdot g \cdot H}{\eta}. \quad (3.46)$$

Zur Bestimmung des Pumpenwirkungsgrads η des jeweiligen Lastpunktes der Speisewasserpumpen ist ein detailliertes Herstellerkennfeld [34] hinterlegt. Der Wirkungsgrad wird in Abhängigkeit von gefördertem Volumenstrom und von der Förderhöhe per Interpolation [72, 73, 74] berechnet. Im Auslegungspunkt der Speisewasserpumpe beträgt der Wirkungsgrad 0,85. Wegen der Drehzahlregelung werden die Pumpen auch bei Teillast nahe ihres besten Wirkungsgrads betrieben.

Der Wirkungsgrad der CO₂-Pumpe beträgt im Bestpunkt 0,85. Die Druckdifferenz bei Teillast ist durch die Prozessanforderungen gegeben (Verdichtung vom Druck der zweiten Trennstufe auf 110 bar, siehe Kapitel 4), wodurch die Förderhöhe weitestgehend konstant bleibt und der Wirkungsgrad bei Teillast stärker sinkt. Dies lässt sich durch eine Kennlinie hinreichend genau abbilden.

3.5.2 Verdichter und Gebläse

Die Verdichter und Gebläse werden nach Traupel [59] und Lüdtkke [75] durch die folgend aufgeführten Gleichungen abgebildet. Vereinfachend werden für die jeweilige Stufe eine konstante Wärmekapazität und ein ideales Gas angesetzt.

Der polytrope Wirkungsgrad η_p wird durch Interpolation aus einem hinterlegten Kennfeld in Abhängigkeit von Volumenstrom und Förderarbeit bestimmt. Der Polytropenexponent n_p errechnet sich nach Baehr [76] zu

$$n_p = \frac{1}{1 - \frac{1}{\eta_p} + \frac{1}{\kappa \cdot \eta_p}}. \quad (3.47)$$

Daraus kann mit dem spezifischen Volumen v und dem Isentropenexponent κ die spezifische Enthalpie am Austritt der Strömungsmaschine

$$h_{\text{aus}} = h_{\text{ein}} + p_{\text{ein}} \cdot v_{\text{ein}} \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}} \right)^{\left(\frac{n_p - 1}{n_p} \right)} - 1 \right]. \quad (3.48)$$

bestimmt werden. Die Leistung ergibt sich dann mit dem Massenstrom \dot{m} zu

$$P = \dot{m} \cdot (h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}). \quad (3.49)$$

Die Verdichtung in der LZA erfolgt adiabat, d. h. es wird keine Zwischenkühlung der Luft vorgenommen und der Verdichter wird durch ein einzelnes Kennfeld beschrieben. Bei den CO₂-Verdichtern werden die sechs Stufen der Vorverdichtung und die drei der Endverdichtung durch einzelne Kennfelder abgebildet. Dabei ist auch die Leitschaufelverstellung der jeweils ersten Stufe berücksichtigt. Die Kennfelder der Verdichter der LZA, des Mühlenluftgebläses, des Saugzugs, der Rezirkulationsgebläse, der Rauchgasverdichter und der CO₂-Verdichter entstammen Herstellerangaben. Das Teillastverhalten der Kältemittelverdichter (Ammoniak und CO₂) der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation bei Teillast ist entsprechend Angaben von Bloch in [77] mit einer Kennlinie modelliert. Bei Nennlast sind die polytropen Wirkungsgrade

- Verdichter der LZA: 0,903
- Mühlenluftgebläse: 0,8
- Saugzug: 0,885
- Rezirkulationsgebläse: 0,85
- Rauchgasverdichter: je nach Stufe zwischen 0,867 und 0,881
- CO₂-Verdichter: je nach Stufe zwischen 0,867 und 0,881
- Kältemittelverdichter der GPU: 0,82.

3.5.3 Expander in der GPU

Die Enthalpie am Austritt des Expanders bei isentroper Zustandsänderung ist

$$h_{\text{aus,s}} = h_{\text{ein}} + p_{\text{ein}} \cdot v_{\text{ein}} \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (3.50)$$

Den Zusammenhang von Ein- und Austrittsdruck bildet das Dampfkegelgesetz von Stodola [59] mit den Temperaturen T in Kelvin

$$p_{\text{aus}}^2 = p_{\text{ein}}^2 - \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right)^2 \cdot \left(\frac{T_{\text{ein}}}{T_{\text{aus}}} \right) \cdot (p_{\text{ein,N}}^2 - p_{\text{aus,N}}^2) \quad (3.51)$$

ab. Der Teillastwirkungsgrad der Expander wurde entsprechend den Angaben von Bloch in [78] per Kennlinie abgebildet. Daraus ergibt sich mit dem Wirkungsgrad η die Austrittsenthalpie zu

$$h_{\text{aus}} = \eta \cdot (h_{\text{aus,s}} - h_{\text{ein}}) + h_{\text{ein}} \quad (3.52)$$

und die Leistung

$$P = \dot{m} \cdot (h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}). \quad (3.53)$$

Die Expander haben einen Wirkungsgrad von 0,85 im Auslegungspunkt (100 % Last des Kraftwerks).

3.6 Elektrische Maschinen

3.6.1 Generator

Bei Nennlast beträgt der Wirkungsgrad des Generators der Dampfturbine 0,987. Dieser beinhaltet vier Verlustarten, die zur Abbildung des Teillastverhaltens einzeln berücksichtigt werden [41, 35]:

1. mechanische Verluste, abhängig von der konstanten Drehzahl
2. spannungsunabhängige Verluste, unabhängig von der Wirkleistung
3. Verluste durch Erregung, weitestgehend unabhängig von der Wirkleistung
4. Stromwärmeverluste des Ständers, quadratische Abhängigkeit von der Stromstärke und damit von der Leistung.

Die ersten drei Verluste sind weitestgehend unabhängig von der Last und somit konstant. Die Stromwärmeverluste werden durch Kennlinien abgebildet [41].

3.6.2 Elektrische Antriebe

Die elektrischen Antriebe haben einen elektrischen Wirkungsgrad von 0,97 und einen mechanischen Wirkungsgrad von 0,998. Der sinkende Wirkungsgrad bei Teillast wird durch eine Kennlinie abgebildet.

3.7 Sonstige Verluste

Entsprechend [42] werden zusätzliche Verluste durch den Transformator von 0,35 %, sonstiger zusätzlicher Eigenbedarf von 0,35 % und ein Bekohlungsverlust von 0,175 % der Klemmleistung des Generators angenommen.

3.8 Tabelle mit Randbedingungen

Alle Angaben sind für den Auslegungspunkt angegeben und ändern sich in Abhängigkeit vom Lastpunkt des Kraftwerksprozesses, wenn nicht anders angegeben.

Tabelle 3.1: Randbedingungen

Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Mühle		
Druckverlust	100 mbar	konstant
Elektrischer Bedarf	107 kWh/ (kg Rohkohle)	
Sichteraustrittstemperatur	120 °C	konstant
Restfeuchte Kohlenstaub	1 %	konstant
Traggas-/Kohlenstaubverhältnis	2 m ³ /kg _{Kohle}	
Dampferzeuger		
Druckverlust Hochdruckseite	26 bar	
Druckverlust Zwischenüberhitzung	2 bar	
Einspritzung Hochdrucküberhitzung	6 %	

Modellierung

Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Einspritzung	1 %	
Zwischenüberhitzung		
Speisewassereintrittstemperatur	303,5 °C	
Speisewassertemperatur Austritt Eco	333 °C	
Dampfatemperatur Austritt Strahlraum	470 °C	
Frischdampfatemperatur	600 °C	
Frischdampfdruck	293 bar	
Temperatur Zwischenüberhitzung	620 °C	
Druck Zwischenüberhitzung	60 bar	
Sauerstoffzahl	1,15	konstant
Rauchgastemperatur Eintritt konvektive Heizflächen	1250 °C	
Rauchgasaustrittstemperatur	380 °C	
Durchstrahlung in konv. Heizflächen	4 %	konstant
Druckverlust Brenner	25 mbar	
Rauchgasanlagen		
<i>E-Filter</i>		
Druckverlust	10 mbar	
Spez. Energiebedarf	0,15 Wh /Nm ³ feuchtes Rauchgas	
<i>Anlagen vor REA</i>		
Rauchgastemperatur hinter Wär- meauskopplung Speisewasser / nach regenerativer Vorwärmung prim. Rauchgasrezirkulation	230 °C	

Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Schlupf regenerative Vorwärmung prim. Rauchgasrezirkulation	5 %	
Druckverlust regenerative Vorwärmung Rauchgasseite	42 mbar	
Druckverlust regenerative Vorwärmung prim. Rauchgasrezirkulation	12 mbar	
obere Grädigkeit regenerative Vorwärmung	20 K	
Rauchgastemperatur vor 1. Saugzug	160 °C	
<i>REA</i>		
Rauchgastemperatur vor REA	ca. 100 °C	
Rauchgastemperatur nach REA	ca. 70 °C	
spez. Energiebedarf REA	2,5 Wh/Nm ³ feuchtes Rauchgas	
Druckverlust REA	30 mbar	
<i>weitere Anlagen</i>		
η_p Saugzug	0,885	
η_p Rezirkulationsgebläse	0,85	
Druckverlust Blütenmischen O ₂ , Rauchgas	25 mbar	
Druckverluste Rauchgasleitungen	20 mbar	
Wirkungsgrad Mühlengasgebläse	0,8	
Wasser-Dampf-Kreislauf		
Druckverlust je Speisewasservorwärmer wasserseitig	2 bar	

Modellierung

Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Druckverlust je Kondensatvorwärmer wasserseitig	0,5 bar	
Druck Speisewasserbehälter	14,2 bar	
Temperatur Speisewasserbehälter	195 °C	
Grädigkeit Vorwärmer	2,5 K	
η_p Speisewasserpumpe	0,85	
Wirkungsgrad Kondensatpumpe	0,825	
FD-Leitung	7,5 bar	
ZÜ-Leitungen	1 bar	jeweils Hinleitung und Rückleitung
Dampfturbine		
η HD-Turbine	0,91	
η MD-Turbine	0,92	
η ND-Turbine	0,95	
Baumannfaktor ND-Stufe	0,9	
kinetische Austrittsverlust	30 kJ/kg	
Druckverlust in Überströmleitung	1 %	
Druckverluste in Anzapfungen	3 %	
Druck in Überströmleitung	5,5 bar	
Wirkungsgrad Generator	0,987	
LZA		
Grädigkeit Luft/O ₂	10 K	
Wirkungsgrad Verdichter	0,903	
Verdichterenddruck	4,6 bar	
Sauerstoffausbeute	97 %	
GPU		

Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Reinheit	96 %	konstante Vorgabe
Abtrennungsrate	≥ 90 %	Zielwert
η Rauchgas-/CO ₂ -Verdichter	0,867 und 0,881	Kennfeld nach [75]
Grädigkeit Mehrstrom WÜ	2 K	
η Expander	0,85	
η Expander mech.	0,98	
η Expander elektr.	0,97	
Druckverlust jeder Strom in Wärmeübertragern	100 mbar	
Druckverlust Aktivkohlefilter	500 mbar	
Druckverlust Molsieb	200 mbar	
Druckverlust Zwischenkühler RG und CO ₂ -Verdichter	20 mbar	
Druck Restgas zur Umgebung	1,15 bar	
Druck CO ₂ Kraftwerksgrenze	110 bar	
<i>Einstufige partielle Kondensation</i>		
Temperatur Trenner	-45 °C	
Druck Trenner	30 bar	
<i>Zweistufige partielle Kondensation</i>		
Temperatur 1. Trenner	-25,15 °C	konstant
Druck 1. Trenner	36,2 bar	
Temperatur 2. Trenner	-44,6 °C	
Druck 2. Trenner	36,1 bar	
η CO ₂ -Pumpe	0,85	
η Kältemittelverdichter	0,82	
Grädigkeit CO ₂ -Strom/Rauchgas	20 K	

Modellierung





Aggregat/Größe	Auslegungswert	Bemerkung
Grädigkeit Rauchgas NH ₃	4 K	
Grädigkeit CO ₂ -Kühlkreislauf/ Rauchgas	4 K	
Grädigkeit NH ₃ /CO ₂ -Kühlkreislauf	2 K	
Grädigkeit Zwischenkühler NH ₃ - Verdichtung	10 K	
Umgebungsbedingungen		
Umgebungstemperatur	10 °C	
Luftdruck	1,01325 bar	
Luftfeuchtigkeit	77 %	
Sonstiges		
Verluste durch Bekohlung	0,175 %	der Bruttoleistung
Verluste Transformator	0,35 %	der Bruttoleistung
Sonstiger Eigenbedarf	0,35 %	der Bruttoleistung
Zusammensetzung Kohle		
Kohlenstoff	66,1 mass.-%	
Wasserstoff	3,83 mass.-%	
Sauerstoff	6,6 mass.-%	
Stickstoff	1,6 mass.-%	
Schwefel	0,57 mass.-%	
Asche	13,5 mass.-%	
Wasser	7,8 mass.-%	
Anteil Flüchtige	0,246	
Unterer Heizwert	25100 kJ/kg	





4 Untersuchungen und Ergebnisse

Zur Untersuchung des Verhaltens der Prozesse werden die Kraftwerkslastpunkte zwischen 40 % und 100 % Last in 10 %-Pkt.-Schritten gerechnet. Die diskreten, gerechneten Lastpunkte in Diagrammen sind durch Linien zu Kurven verbunden. Dies dient der leichteren Erkennung der Zusammengehörigkeit von Punkten bzw. deren Unterscheidung voneinander. Die Werte zwischen den Lastpunkten können durch das teilweise Abschalten mehrsträngiger Anlagenteile wie beispielsweise Verdichtern Sprünge aufweisen, werden sich aber im Bereich der Werte der angrenzenden Lastpunkte befinden.

Tabelle 4.1 fasst die Prozessvarianten und Falschlufiszzenarien sowie deren Abkürzungen zusammen. Die Symbole (Dreieck, Kreis, etc.) und Farben sind Beispiele und haben für die Prozessvariante keine Bedeutung.

Tabelle 4.1: Untersuchte Prozessvarianten, Benennung der Varianten

Prozessvariante	Abkürzung	Symbol/ Linie
Konstant 0 % Falschluf bezogen auf den Teillastrauchgasmassenstrom	0%,const	Kreuz/durchgezogen 
konstant 2 % Falschluf bezogen auf den Teillastrauchgasmassenstrom	2%,const	Voll/durchgezogen 
2 % Falschluf bei Nennlast, gleicher Falschlufmassenstrom im gesamten Lastbereich	2%,m	Leer/gestrichelt 
4 % Falschluf bei Nennlast, gleicher Falschlufmassenstrom im gesamten Lastbereich	4%,m	Leer + Kreuz/ gestrichelt 

6 % Falschlucht bei Nennlast, gleicher Falschluchtmassenstrom im gesamten Lastbereich	6%,m	Halb/gestrichelt 
GPU mit einstufiger partieller Kondensation, interne Kälte, 2%,const		Voll/durchgezogen 
GPU mit einstufiger partieller Kondensation, interne Kälte, 2%,m		Voll/gestrichelt 
GPU mit zweistufiger partieller Kondensation, externe Kälte, 2%,m		Leer/gestrichelt 

Zunächst wird die Auswirkung der Teillast auf das Verhalten des Dampferzeugers im Zusammenhang mit der Falschluchtmenge und den Volumenstromkennlinien beschrieben. Danach folgen die Ergebnisse zum Verhalten der LZA und der GPU. Schließlich wird das Zusammenspiel dieser drei Hauptkomponenten mit den übrigen Anlagenteilen im Gesamtprozess bei Teillast dargestellt.

4.1 Verhalten des Dampferzeugers

Das Verhalten des Dampferzeugers wird für zwei Volumenstromkennlinien untersucht (siehe Abschnitt 2.2.1). Zunächst werden die Ergebnisse für die Volumenstromkennlinie A vorgestellt. Davon ausgehend werden die Ergebnisse zur Volumenstromkennlinie B aufgeführt und mit Volumenstromkennlinie A verglichen.

Abbildung 4.1 zeigt den Falschluchtanteil (Falschluchtmassenstrom bezogen auf den Rauchgasmassenstrom am Austritt des Dampferzeugers) der vier Falschluchtszenarien in Abhängigkeit von der Last. Entsprechend der Definition eines konstanten Falschluchtanteils von 2 % (Falschluchtszenario 2%,const) bleibt der auf den Teillastr Rauchgasmassenstrom bezogene Anteil für dieses Falschluchtszenario in allen Lastpunkten gleich. Zusammen mit dem in Abbildung 4.2 dargestellten und mit

der Last sinkenden Rauchgasmassenstrom am Austritt des Dampferzeugers sinkt in diesem Falschlufiszzenario der Falschlufmassenstrom bei Teillast ebenfalls ab. Bei den Falschlufiszzenarien 2%,m, 4%,m und 6%,m bleibt die absolute Falschlufmenge über alle Lastpunkte konstant, siehe Abbildung 4.2. Dies führt zu dem in Abbildung 4.1 dargestellten steigenden Falschlufanteil bei Teillast. Ausgehend von einer Falschlufmenge entsprechend einem Falschlufanteil von 2 % bei Nennlast liegt dieser bei 40 % Last schon im Bereich von 4,5 %. Beim Falschlufiszzenario 6%,m mit einem Falschlufanteil von 6 % bei Nennlast beträgt dieser bei 40 % Last über 14 %. Diese erhöhte Falschlufmenge zeigt sich auch in Abbildung 4.5, in der die Volumenanteile der Hauptrauchgaskomponenten im Rauchgas am Austritt des Dampferzeugers in Abhängigkeit von der Last dargestellt sind.

Bei 100 % Last gehen die beiden Falschlufdefinitionen ineinander über, d. h. 2%,m und 2%,const bei 100 % Last sind die gleichen Randbedingungen mit dem gleichen Ergebnis. Dies gilt für alle anderen in den folgenden Abschnitten dargestellten Ergebnisse.

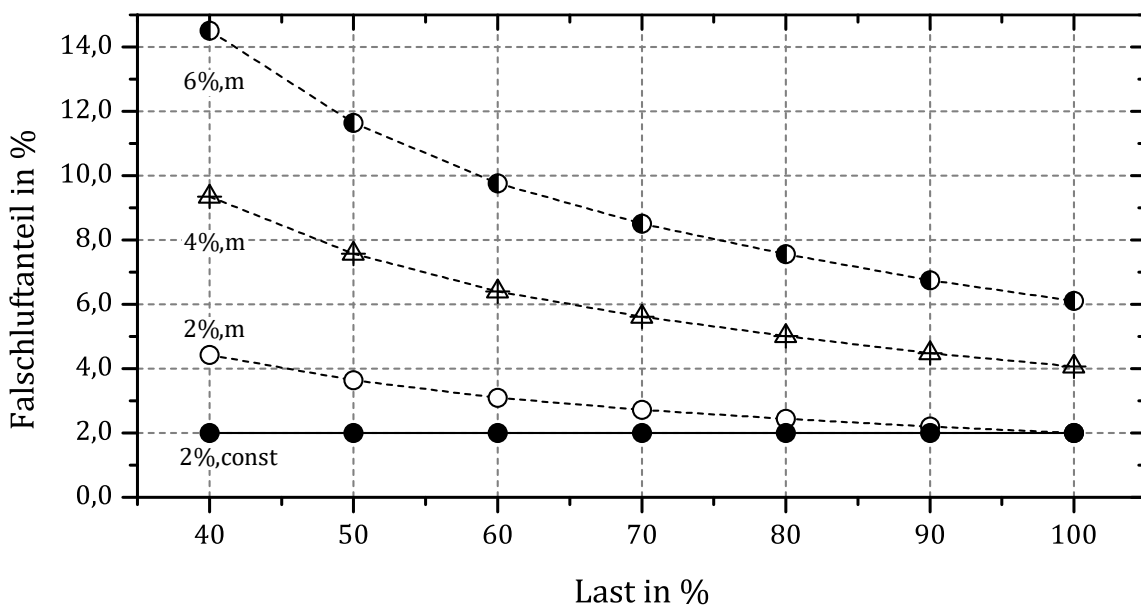


Abbildung 4.1: Relative Falschlufanteile der Falschlufiszzenarien bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Abbildung 4.2 zeigt die in den Feuerraum des Dampferzeugers ein- und austretenden Stoffmassenströme in Abhängigkeit von der Last. Der Kohlemassenstrom nimmt mit der Last linear ab. Dies ergibt sich aus der Vorgabe der Last durch die Feuerungswärmeleistung über die Kohlemenge. Er ist unabhängig von der Falschlufdefinition, weshalb er bei allen Falschlufiszzenarien gleich ist und

die Kurven übereinanderliegen und sich verdecken. Die primäre Rauchgasrezirkulation sinkt als Transportmedium des Kohlenstaubs auf 80 % bei 40 % Last (siehe Abschnitt 3.2.1) und ist bei allen Varianten gleich. Die geänderte Rauchgaszusammensetzung durch die verschiedenen Falschlufiszzenarien hat keine Auswirkung auf den Massenstrom der primären Rauchgasrezirkulation.

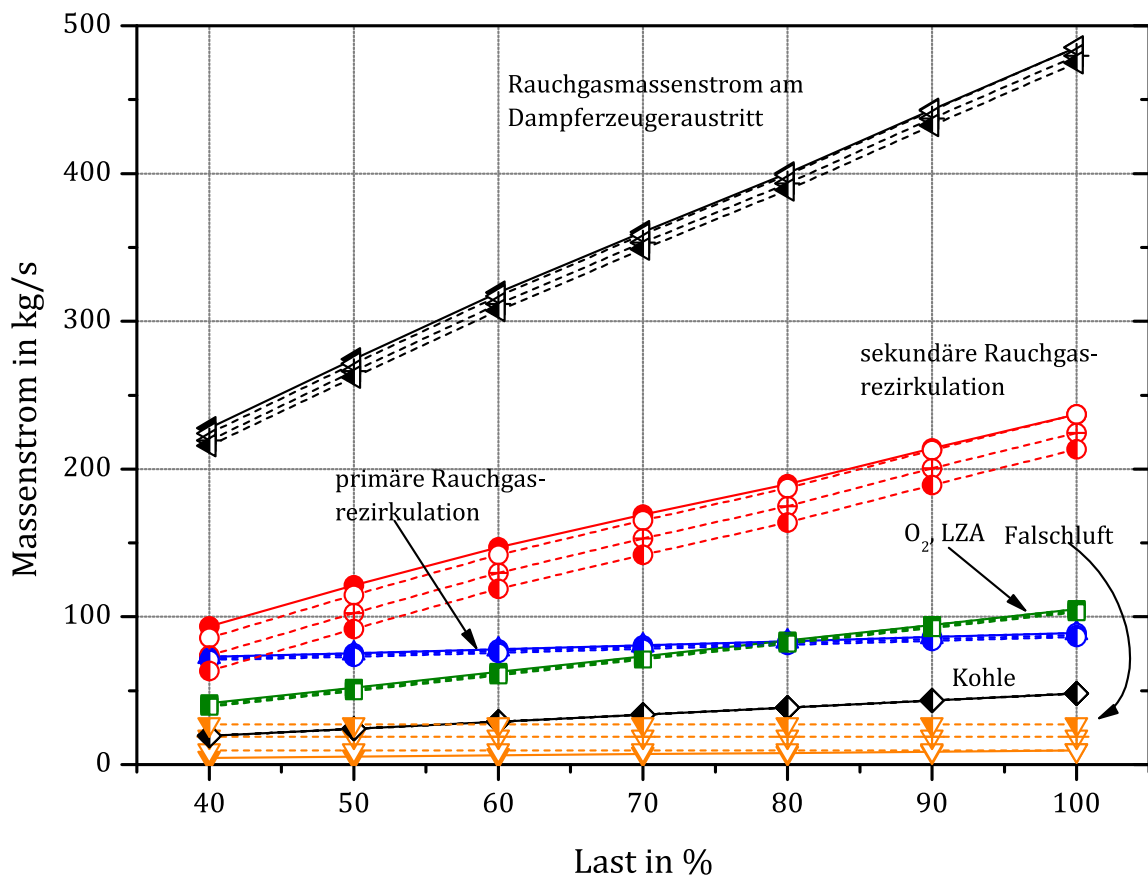


Abbildung 4.2: Rauchgasseitige Stoffmassenströme des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Wie beim Falschluffanteil beschrieben, nimmt die absolute Falschluffmenge beim Falschluffszenario 2%,const mit sinkendem Rauchgasmassenstrom bei sinkender Last ab. Bei den Falschluffszenerarien x%,m ist die Falschluffmenge über den gesamten betrachteten Lastbereich konstant. Die sekundäre Rauchgasrezirkulation ändert sich bei Teillast so, dass sich der Rauchgasvolumenstrom im Dampferzeuger auf gleiche Weise wie beim konventionellen Kraftwerk ändert, siehe Abschnitt 2.2.1. Durch den höheren Falschluffeintrag bei Teillast bei x%,m im Vergleich zum konstanten Falschluffanteil 2%,const fällt die sekundäre Rauchgasrezirkulationsmenge entsprechend niedriger aus. Bei 100 % Last ist die sekundäre Rauchgasrezirkulation für 2%,const und 2%,m gleich und mit sinkender Last liegen

die Massenströme immer weiter auseinander. Der Sauerstoffstrom aus der LZA wird so geregelt, dass die lokale Sauerstoffzahl λ_L im gesamten Lastbereich bei 1,15 liegt. Der erhöhte Falschlufanteil bei 2%,m bei Teillast führt zu einem höheren Anteil an Sauerstoff im Rauchgas am Austritt des Dampferzeugers und damit in der Rauchgasrezirkulation, wodurch bei Teillast etwas weniger Sauerstoff aus der LZA Verbrennung zugeführt werden muss. Der Effekt ist jedoch äußerst gering (s. u., Abbildung 4.14). Als Ergebnis sinkt der Rauchgasmassenstrom am Dampferzeugeraustritt linear mit der Last ab.

Die Rezirkulationsrate des Rauchgases steigt bei Teillast beim Falschlufscenario 2%,const ausgehend von 0,69 bei 100 % Last auf ca. 0.74 bei 40 % Last an, siehe Abbildung 4.3. Würde keine Falschluf in den Prozess eindringen, so läge die Rauchgasrezirkulationsrate konstant um ungefähr 0,02 höher. Für das Falschlufscenario 2%,m ergibt sich ein geringerer Anstieg. Durch die konstante absolute Falschlufmenge im gesamten Lastbereich steigt hier der Anteil der Falschluf am Rauchgasvolumenstrom im Dampferzeuger an und senkt die Austrittstemperatur des Rauchgases des Dampferzeugers. Es muss weniger Rauchgas rezirkuliert werden, um die gewünschte Temperatur zu erreichen. Bei den Falschlufscenarios mit erhöhtem Falschlufanteil (4%,m und 6%,m) bleibt die Rauchgasrezirkulationsrate weitestgehend konstant bzw. nimmt durch diesen Effekt bei niedrigen Teillasten ab, da der Falschlufanteil so groß ist.

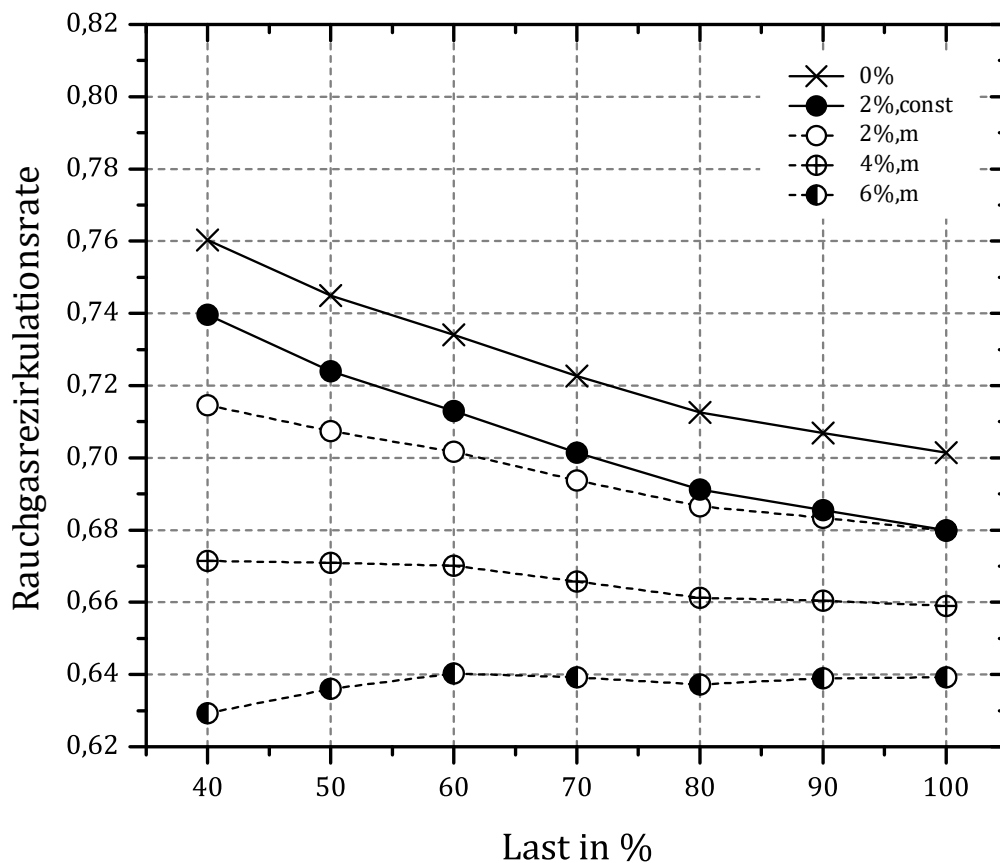


Abbildung 4.3: Rauchgasrezirkulationsraten ε bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last und dem Falschlufanteil

Die lokale und die globale Sauerstoffzahl sind in Abbildung 4.4 in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Da als Randbedingung vorgegeben und über die Sauerstoffmenge von der LZA geregelt, liegt die lokale Sauerstoffzahl bei allen Falschlufszszenarien in jedem Lastpunkt bei 1,15. Die globale Sauerstoffzahl sinkt bei allen Falschlufszszenarien mit abnehmender Last ab. Dabei sinkt die globale Sauerstoffzahl bei den Falschlufszszenarien $x\%,m$ deutlich stärker ab, da der erhöhte Falschlufanteil die über die Rauchgasrezirkulation zurückgeführte Sauerstoffmenge anhebt und durch die LZA weniger Sauerstoff bereitgestellt werden muss. Bei geringen Kraftwerkslasten (ca. 60 % und weniger) und viel Falschluf (4%,m und 6%,m) führt dies zu globalen Sauerstoffzahlen kleiner 1,0. Bei einer Bewertung des Prozesses unter Zuhilfenahme der globalen Sauerstoffzahl muss also die Last des Kraftwerks ebenfalls berücksichtigt werden. Die globale Sauerstoffzahl hat bei Teillast die gleiche eingeschränkte Bedeutung wie bei Nennlast und kann allenfalls in Verbindung mit weiteren Parametern zur Bewertung des Sauerstoffangebots bei der Verbrennung dienen.

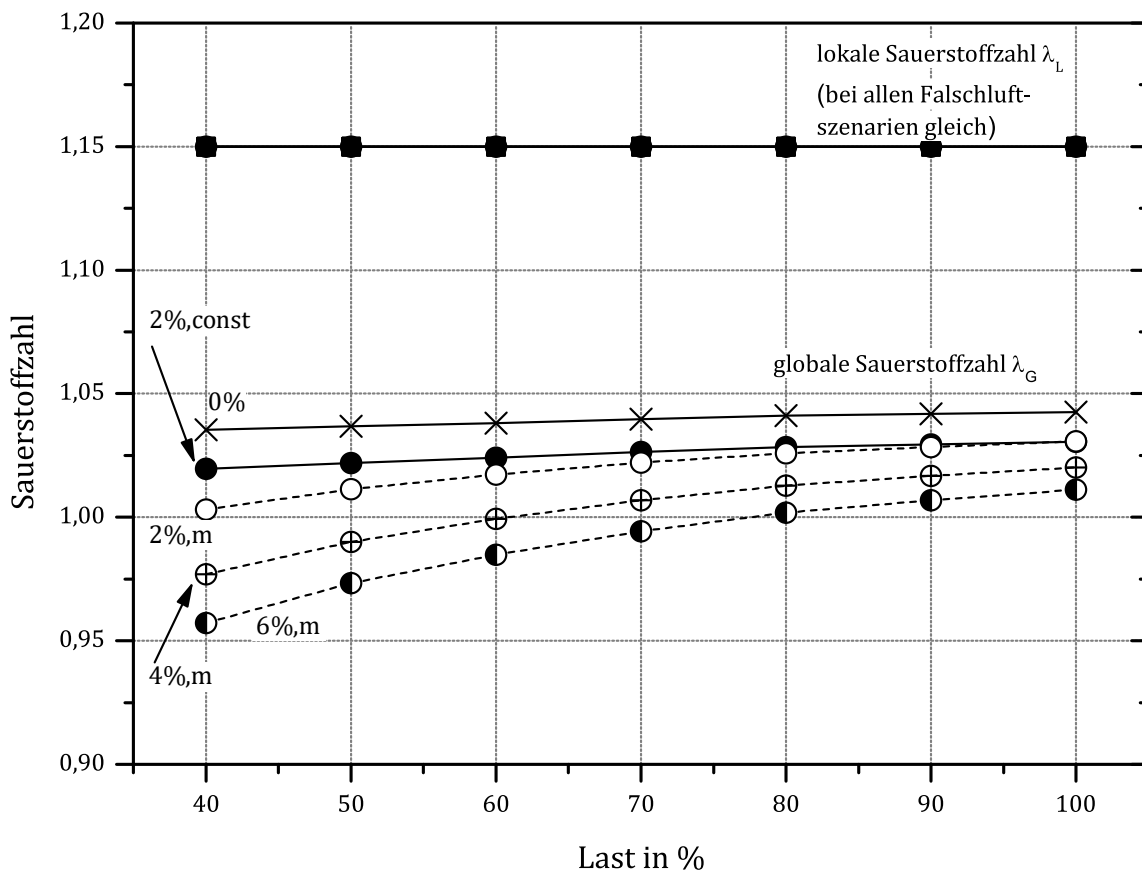


Abbildung 4.4: Lokale und globale Sauerstoffzahl λ bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Bei den Betrachtungen zur Sauerstoffzahl ist in dieser Arbeit zu beachten, dass die Falschlucht nach der Verbrennung zugeführt wird und nur über die Rauchgasrezirkulation eine Auswirkung auf den Prozess hat. Es liegt somit kein direkter Einfluss auf die Sauerstoffzahl vor.

Die Zusammensetzung des Rauchgases am Austritt des Dampferzeugers in Abhängigkeit vom Falschluchtanteil und der Last zeigt Abbildung 4.5. Der Anteil des Argons bleibt über den gesamten Lastbereich und in allen Falschluchtszenarien weitestgehend konstant. Beim Falschluchtszenario 2%,const bleibt die Rauchgaszusammensetzung im gesamten Lastbereich des Oxyfuel-Prozesses weitestgehend konstant. Bei den Falschluchtszenarien x%,m verdrängen der Sauerstoff und vor allem der inerte Stickstoff bei sinkenden Lasten das CO₂ und das Wasser. Im Szenario 6%,m ergibt sich mit dem Falschluchtanteil von 14 % bei niedriger Last (40 %) ein Stickstoffanteil von über 0,3 und der CO₂-Anteil sinkt auf ca. 0,42.

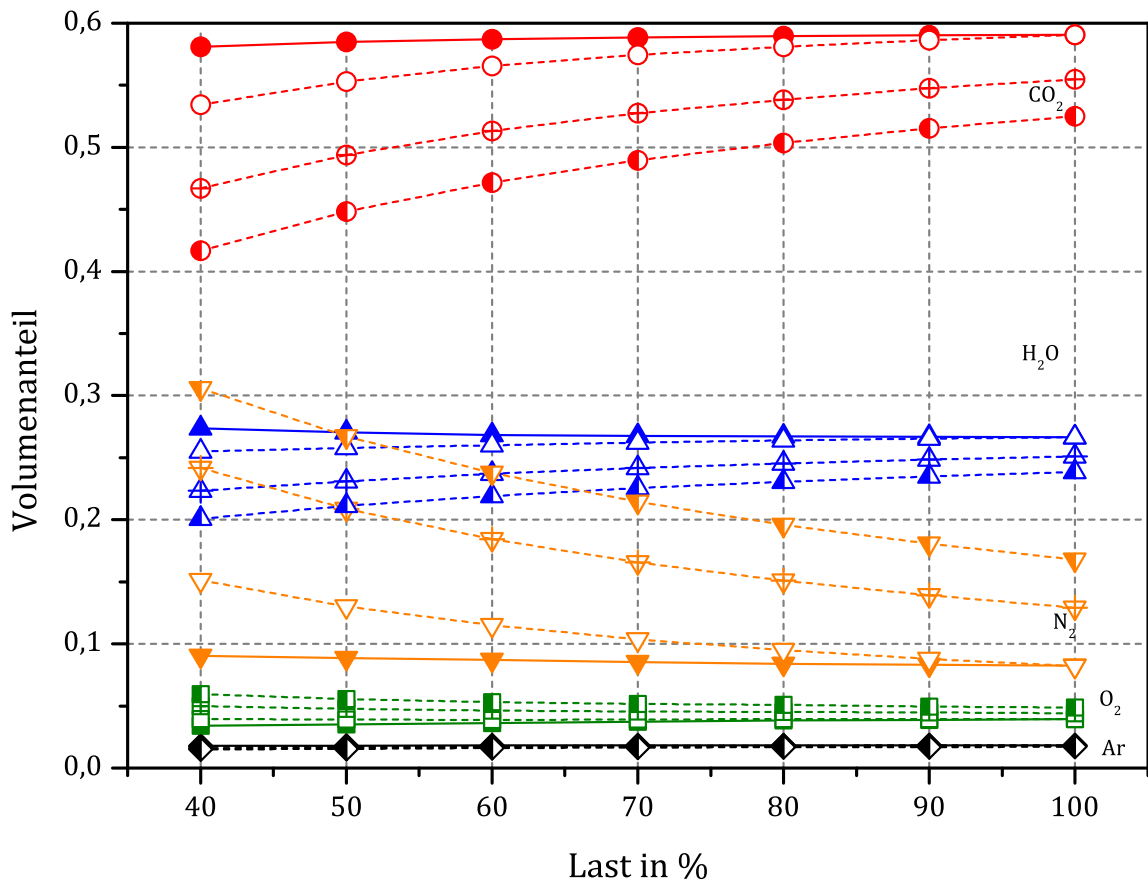


Abbildung 4.5: Volumenanteile der Hauptrauchgaskomponenten am Austritt des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Der Anteil des Sauerstoffs im trockenen Rauchgas am Dampferzeugeraustritt aus Abbildung 4.5 ist in Abbildung 4.6 mit feinerer Skalierung nochmals abgebildet. Beim Falschlufiszzenario 2%,const sinkt der Restsauerstoffgehalt bei Teillast durch die steigende Rauchgasrezirkulationsrate ab. Je höher der Falschlufanteil bei Teillast ist, desto höher ist auch der Volumenanteil des Sauerstoffs am Dampferzeugeraustritt. Beim Falschlufiszzenario 2%,m gleichen die Effekte sich weitestgehend aus. Bei 4%,m und 6%,m steigt die Rauchgasrezirkulationsrate wegen der Auswirkung der Falschluf auf den Volumenstrom am Dampferzeugeraustritt nicht an, wodurch der Restsauerstoffgehalt bei Teillast steigt.

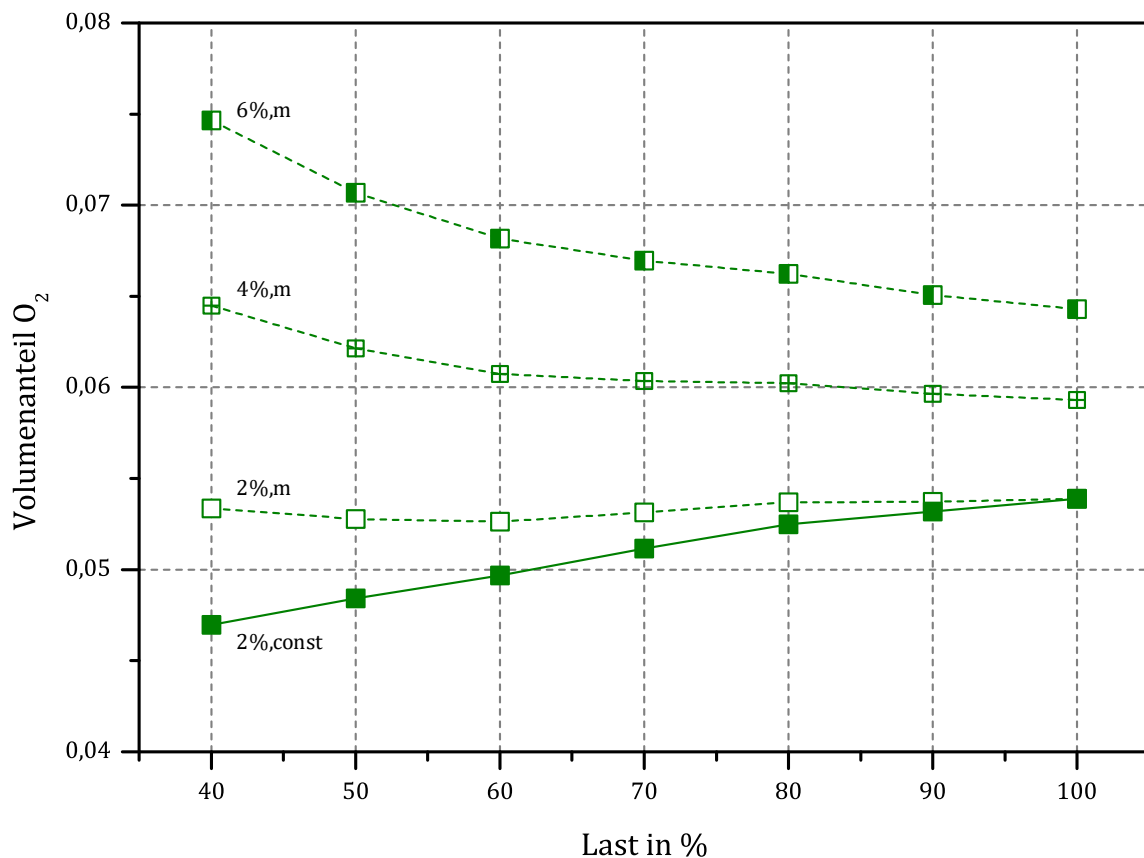


Abbildung 4.6: Volumenanteil Sauerstoff am Eintritt in die GPU, trocken bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

In Abbildung 4.7 ist die Zusammensetzung einer angenommenen Mischung aller in den Dampferzeuger einströmenden Gasströme, d. h. der primären und der sekundären Rauchgasrezirkulation mit dem Sauerstoffstrom der LZA in einem Punkt in Abhängigkeit von der Last dargestellt. Das Bild entspricht qualitativ der Zusammensetzung am Austritt des Dampferzeugers mit der Verdrängung des CO₂ und des Wassers durch die Falschlufft. Der Sauerstoffanteil ist, da in diesem fiktiven Punkt noch nicht durch die Verbrennung umgesetzt, entsprechend höher. Er ist im gesamten Lastbereich je nach Falschluffanteil höher (25-30 vol.-%), als er beim konventionellen Kraftwerk (21 vol.-%) ist. Er ändert sich um maximal ca. 5 %-Pkt., d. h. die Bedingungen für die Verbrennung bleiben bei Teillast weitestgehend gleich.

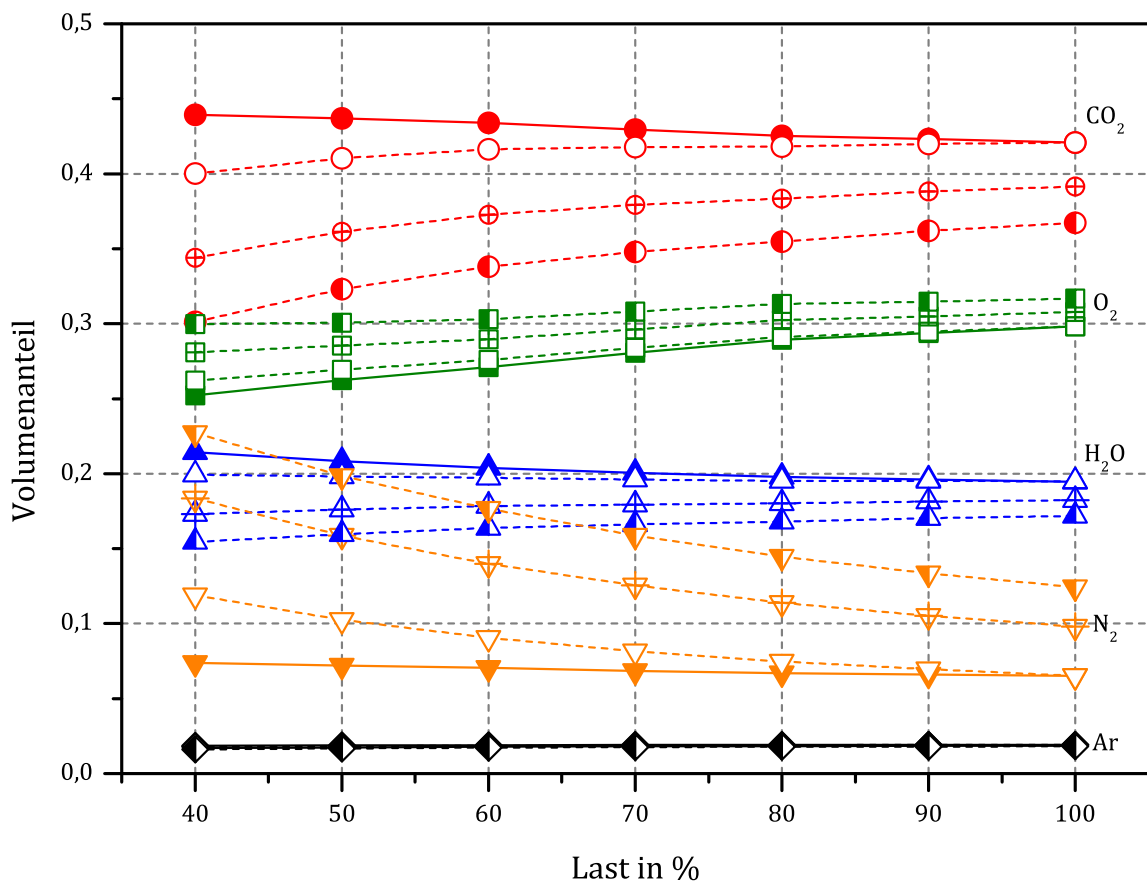


Abbildung 4.7: Volumenanteile der Hauptgaskomponenten bei einer angenommenen Mischung des Sauerstoffs aus der LZA mit der primären und sekundären Rauchgasrezirkulation an einem Punkt bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Die Auswirkungen des Dampferzeugerdesigns auf den Prozess durch die Änderung des Volumenstroms bei Teillast (siehe Abbildung 3.2) zeigt ein Vergleich von Abbildung 4.3 und Abbildung 4.8. Während die Rauchgasrezirkulationsrate bei Volumenstromkennlinie A bei niedrigeren Lasten und hohem Falschluffanteil sogar absinkt, steigt sie beim Prozess mit der Volumenstromkennlinie B bei allen Falschluff Szenarien deutlich an. Im Szenario 2%,m steigt sie beispielsweise bei 40 % Last von 0,68 bis auf 0,8, wohingegen sie bei Volumenstromkennlinie A nur auf 0,72 ansteigt. Da der Rauchgasmassenstrom durch die Rezirkulation bei gleicher Last relativ zur Falschluffmenge bei Volumenstromkennlinie B größer ist, resultieren daraus niedrigere Falschluffanteile (Abbildung 4.9) im Vergleich zum Prozess mit Volumenstromkennlinie A (Abbildung 4.1). Die Form der Volumenstromkennlinie aus Abbildung 3.2 findet sich auch in der Form der Rauchgasrezirkulationsraten in Abhängigkeit von der Last wieder. Bis ca. 60 % Last steigt die Rauchgasrezirkulationsrate linear an. Zwischen 40 % und 60 % Last steigt die

Rauchgasrezirkulationsrate der Volumenstromkennlinie folgend stärker an. Dies bedeutet, dass das Verhalten bei Teillast maßgeblich durch das Dampferzeugerdesign beeinflusst wird.

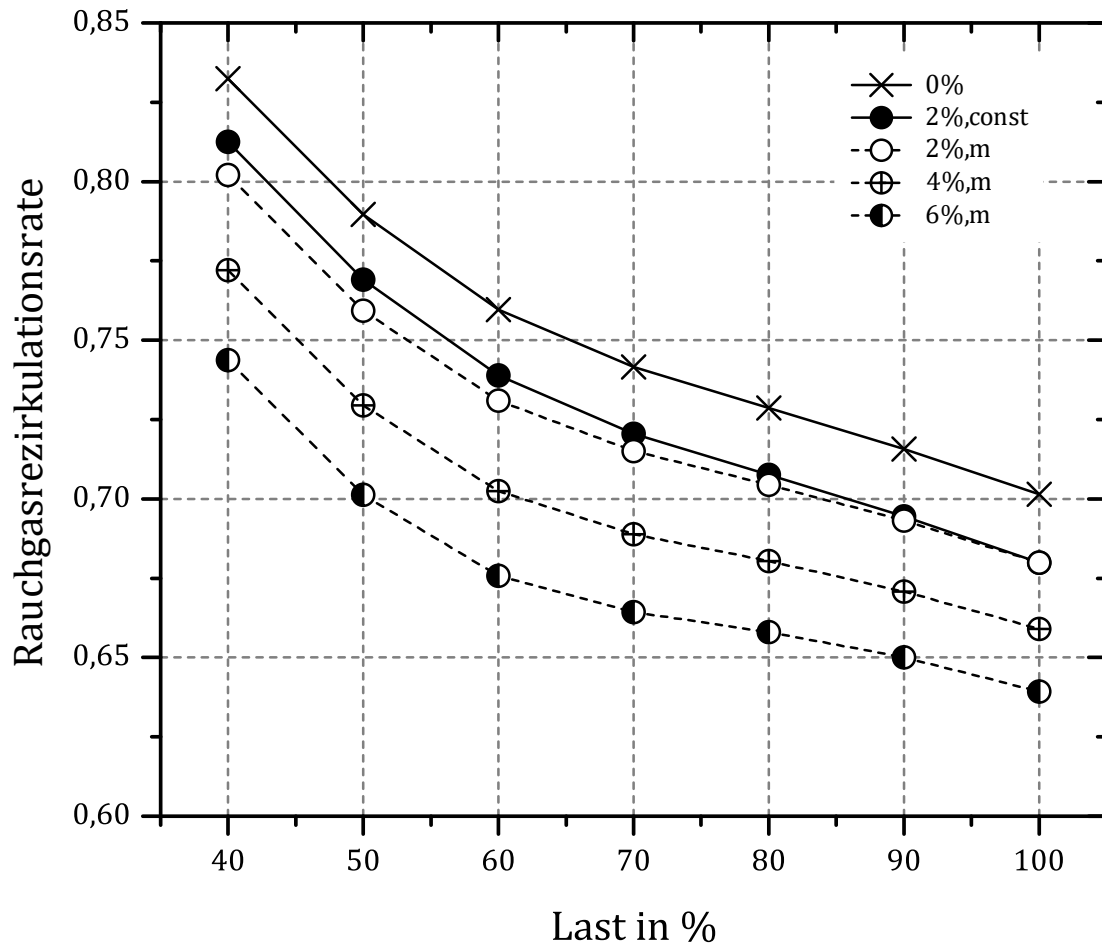


Abbildung 4.8: Rauchgasrezirkulationsraten ϵ bei Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last und dem Falschluftzenario

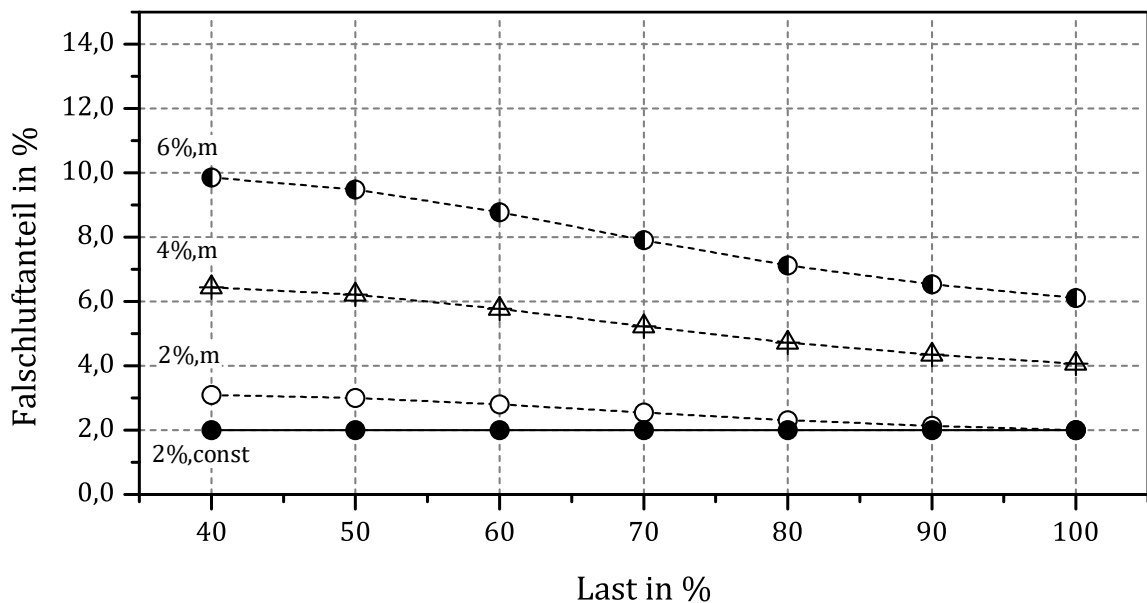


Abbildung 4.9: Relative Falschlufteile bei Volumenstromkennlinie B

Mit den in Abbildung 4.8 gezeigten Rauchgasrezirkulationsraten ergeben sich die absoluten Massenströme, die in den Dampferzeuger ein- und austreten. Diese sind in Abhängigkeit von der Last in Abbildung 4.10 dargestellt. Die Brennstoffmenge, die primäre Rauchgasrezirkulation und die Falschlufte bis auf das Szenario 2%,const verhalten sich wie bei Volumenstromkennlinie A (vergleiche Abbildung 4.2), da sie unabhängig von der Volumenstromkennlinie sind. Beim Falschluftezenario 2%,const ist die Falschlufte bei Volumenstromkennlinie B bei Teillast höher als bei Volumenstromkennlinie A, da sie auf den Rauchgasvolumenstrom bezogen ist und dieser eben höher als bei Volumenstromkennlinie A ist. Der Rauchgasmassenstrom sinkt stetig von Nennlast zu niedrigeren Teillasten ab, entsprechend der Volumenstromkennlinie in Abbildung 3.2. Für die sekundäre Rauchgasrezirkulation ergibt sich ein Minimum im Bereich um 50 % Last. Dieses ist das Ergebnis von zwei gegenläufigen Effekten:

1. a) Die Volumenstromkennlinie des Rauchgases im Dampferzeuger Volumenstromkennlinie B sinkt nicht wie bei Volumenstromkennlinie A linear mit der Last, sondern flacht zwischen 60 % und 40 % Last ab, d. h. der Massenstrom nimmt weniger stark ab (Abbildung 3.2).
 b) Die Dichte des Rauchgases nimmt bei Teillast zu, d. h. pro Kubikmeter wird mehr Masse rezirkuliert.
2. Brennstoffmenge und primäre Rauchgasrezirkulation sowie Sauerstoffmassenstrom aus der LZA nehmen mit der Kraftwerkslast ungefähr linear ab.

Bei Lasten unterhalb von 40 % (Schwachlast) wird sich dieser Effekt verstärken und es wird auch die Rauchgasrezirkulationsrate weiter ansteigen.

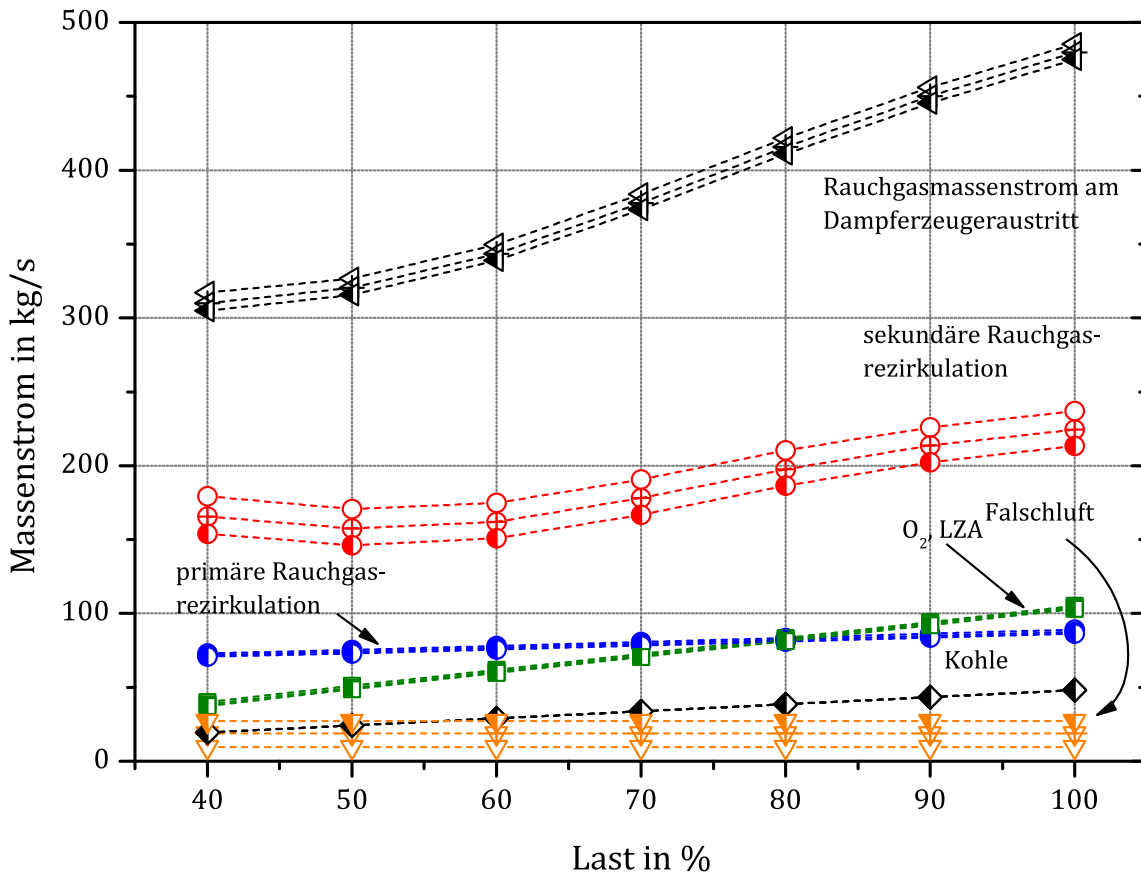


Abbildung 4.10: Rauchgasseitige Stoffmassenströme des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last

Bezüglich der Sauerstoffzahl (Abbildung 4.11) zeigt sich bei Volumenstromkennlinie B qualitativ das gleiche Verhalten wie bei Volumenstromkennlinie A. Die lokale Sauerstoffzahl ist wie bei Volumenstromkennlinie A konstant bei 1,15. Die globale Sauerstoffzahl sinkt mit der Last ebenso wie bei Volumenstromkennlinie A. Ein höherer Falschluffanteil bedingt eine niedrigere globale Sauerstoffzahl. Durch die höhere Rauchgasrezirkulationsrate sinkt die globale Sauerstoffzahl im Gegensatz zu Volumenstromkennlinie A auch bei 2%,const bei einer Last von 40 % unter 1,0. Bei einer Last von 40 % und dem Falschluffscenario 6%,m liegt sie bei Volumenstromkennlinie B im Bereich von 0,92.

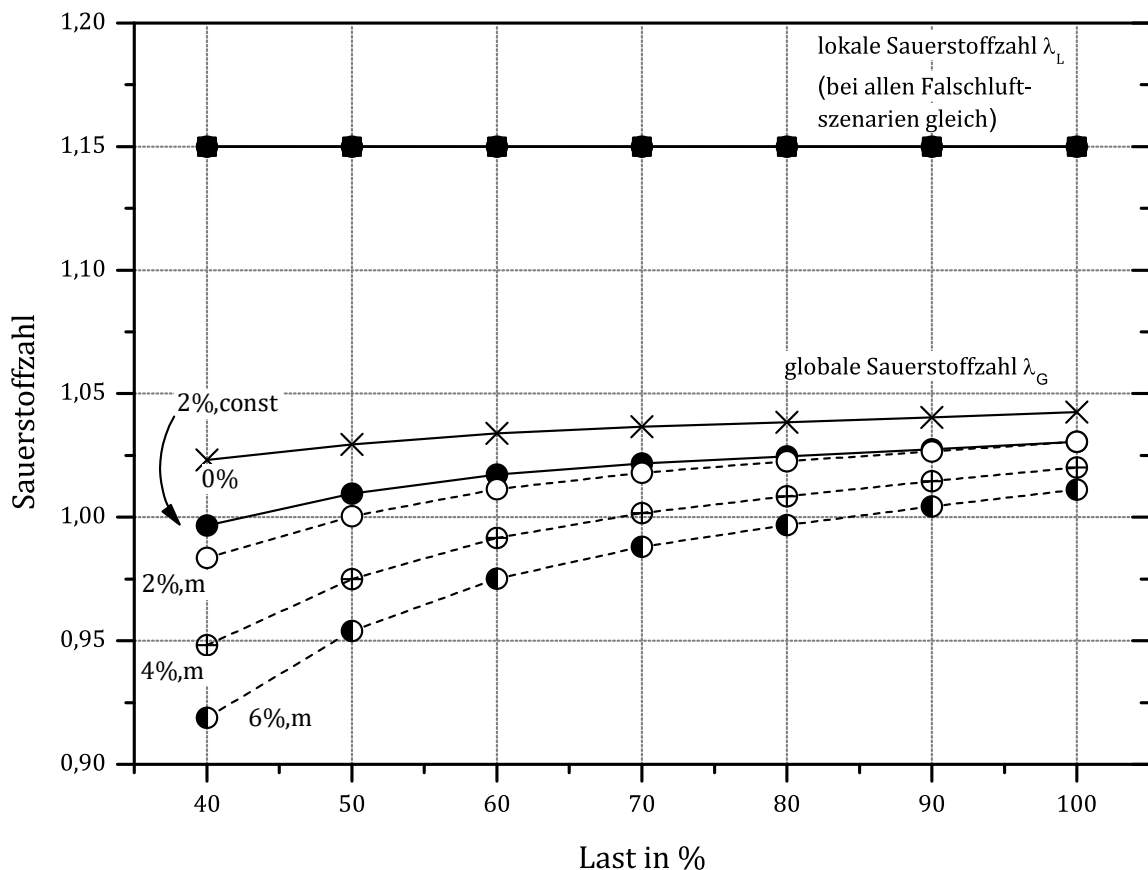


Abbildung 4.11: Lokale und globale Sauerstoffzahl λ in Abhängigkeit von der Last bei Volumenstromkennlinie B

In Abbildung 4.12 ist für Volumenstromkennlinie B die gleiche Betrachtung der Rauchgasseite mit der angenommenen Mischung der in den Dampferzeuger eintretenden Gasströme an einer Stelle (so wie für Volumenstromkennlinie A in Abbildung 4.7) dargestellt. Das Verhalten ist qualitativ wie bei Volumenstromkennlinie A, allerdings sinkt der Volumenanteil des Sauerstoffs bei Teillast wegen der höheren Rauchgasrezirkulation stärker ab. Bei Lasten um 40 % und bei der in dieser Arbeit nicht untersuchten Schwachlast sinkt er unter 21 %. Der Sauerstoffvolumenanteil ist in diesem Lastbereich geringer als beim Betrieb mit Luft beim konventionellen Kraftwerk. Diese vereinfachte Betrachtungsweise kann nur als Anhaltspunkt dienen, da die Sauerstoffzugabe gestuft erfolgen wird. Gegebenenfalls sind Änderungen an den Brennern notwendig, um eine Verbrennung mit zufriedenstellendem Ausbrand und niedrigen CO-Emissionen auch bei Teillast zu erreichen. Die Volumenstromkennlinie muss bei der Brennerauslegung berücksichtigt werden. Bei einem Umbau eines bestehenden konventionellen Kraftwerks auf den Oxyfuel-Prozess können Modifikationen an den Brennern notwendig sein.

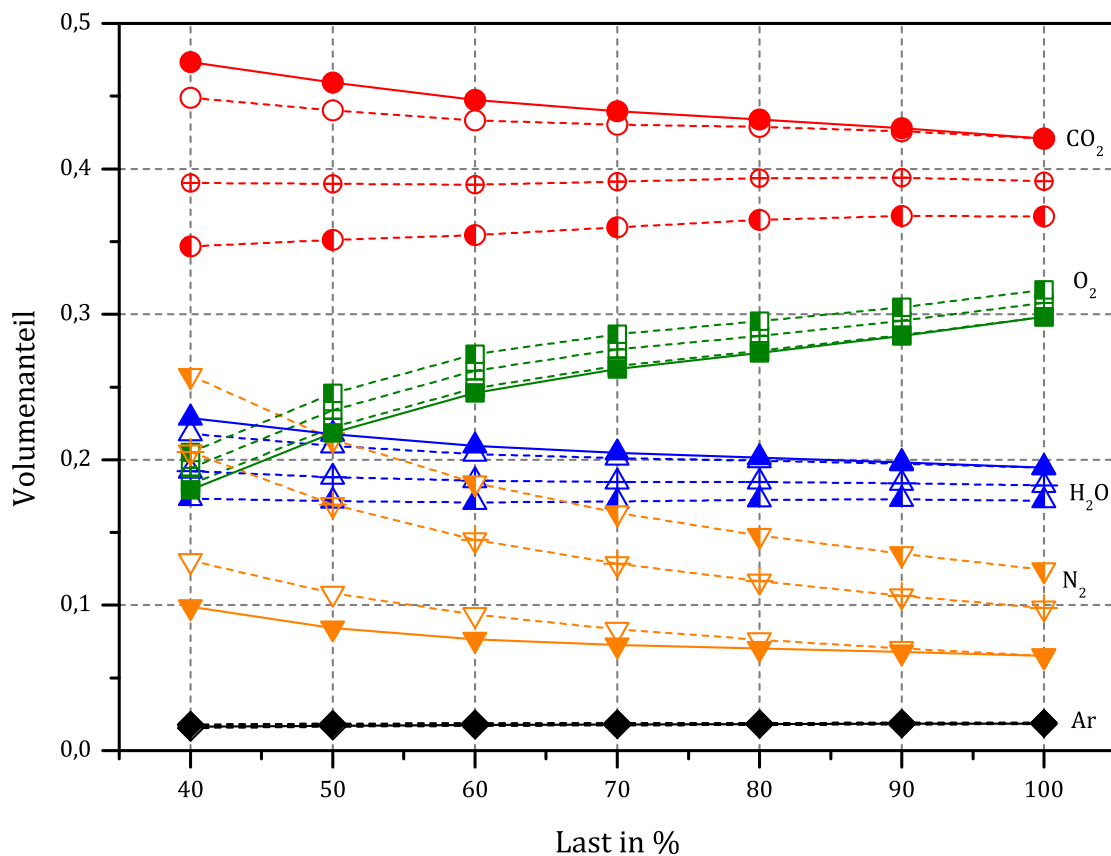


Abbildung 4.12: Volumenanteile der Hauptgaskomponenten bei einer angenommenen Mischung des Sauerstoffs aus der LZA mit der primären und sekundären Rauchgasrezirkulation an einem Punkt bei Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last

Die Rauchgaszusammensetzung ändert sich für Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last und dem Falschlufiszzenario wie in Abbildung 4.13 dargestellt. Im Vergleich zur Zusammensetzung bei Volumenstromkennlinie A (Abbildung 4.5) sind zwei Unterschiede ersichtlich. Zum einen steigt der Anteil des inerten Stickstoffs aus der Falschluff mit der stark steigenden Rauchgasrezirkulationsmenge bei Teillast stärker an, am deutlichsten sichtbar beim Falschluffszzenario 2%,const. Zum anderen sinkt mit der steigenden Rauchgasrezirkulationsrate der Sauerstoffanteil. Auch bei höheren Falschluffanteilen (6%,m bei 40 % Last) kommt es nicht zu einem höheren Sauerstoffanteil bei Teillast, wie er bei Volumenstromkennlinie A auftritt (Abbildung 4.6).

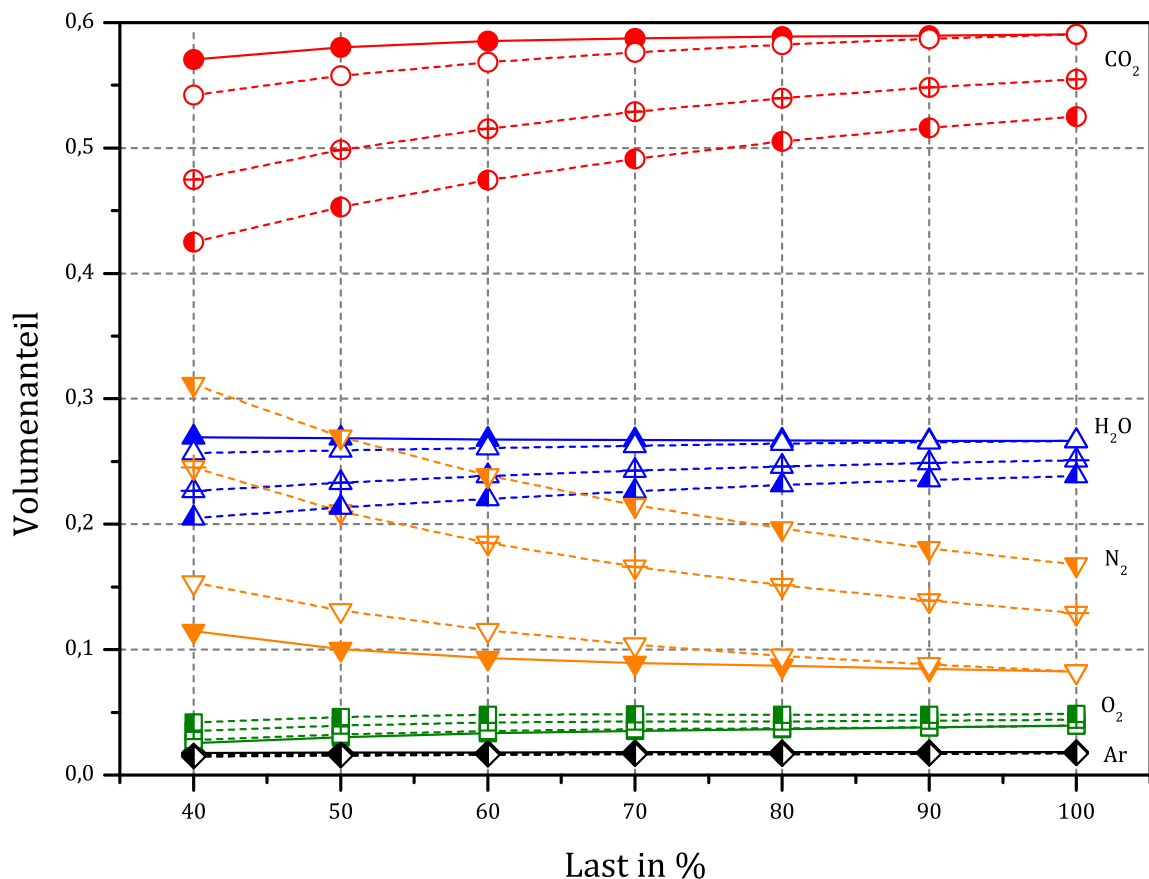


Abbildung 4.13: Volumenanteile der Hauptrauchgaskomponenten am Austritt des Dampferzeugers bei Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last

Aus dem Verhalten des Dampferzeugers in Verbindung mit den Volumenstromkennlinien und den Auswirkungen der Falschluff ergibt sich eine lastabhängige Sauerstoffmenge, die von der LZA bereitgestellt werden muss. Diese Anforderung ist in Abbildung 4.14 dargestellt, in der der relative Sauerstoffmassenstrom in Abhängigkeit von der Last aufgetragen ist. Ausgehend von einem relativen Massenstrom von 1,0 bei Nennlast sinkt der relative Massenstrom des Sauerstoffs beim Falschluffscenario 2%,const linear auf ungefähr 0,4 bei 40 % Last bei Volumenstromkennlinie A. Beim Falschluffscenario 2%,m liegt der relative Sauerstoffmassenstrom bei Teillast minimal niedriger (bei Volumenstromkennlinie A). Mit Volumenstromkennlinie B liegt der Sauerstoffbedarf bei Teillast wiederum minimal niedriger (dann ca. 0,38 bei 40 % Last). Je höher die Rauchgasrezirkulation und damit die zurückgeführte Sauerstoffmenge bei Teillast ist (beispielsweise 2%,m Volumenstromkennlinie A verglichen mit Volumenstromkennlinie B), desto niedriger ist der relative Sauerstoffmassenstrom bei Teillast. Der Sauerstoffmassenstrom der Volumenstromkennlinie B mit 6%,m liegt im gesamten

Lastbereich ungefähr 5 %-Pkt. niedriger, da wegen des hohen Falschlufteanteils mehr Sauerstoff über die Rauchgasrezirkulation der Verbrennung zugeführt wird und dieser Sauerstoff nicht von der LZA bereitgestellt werden muss.

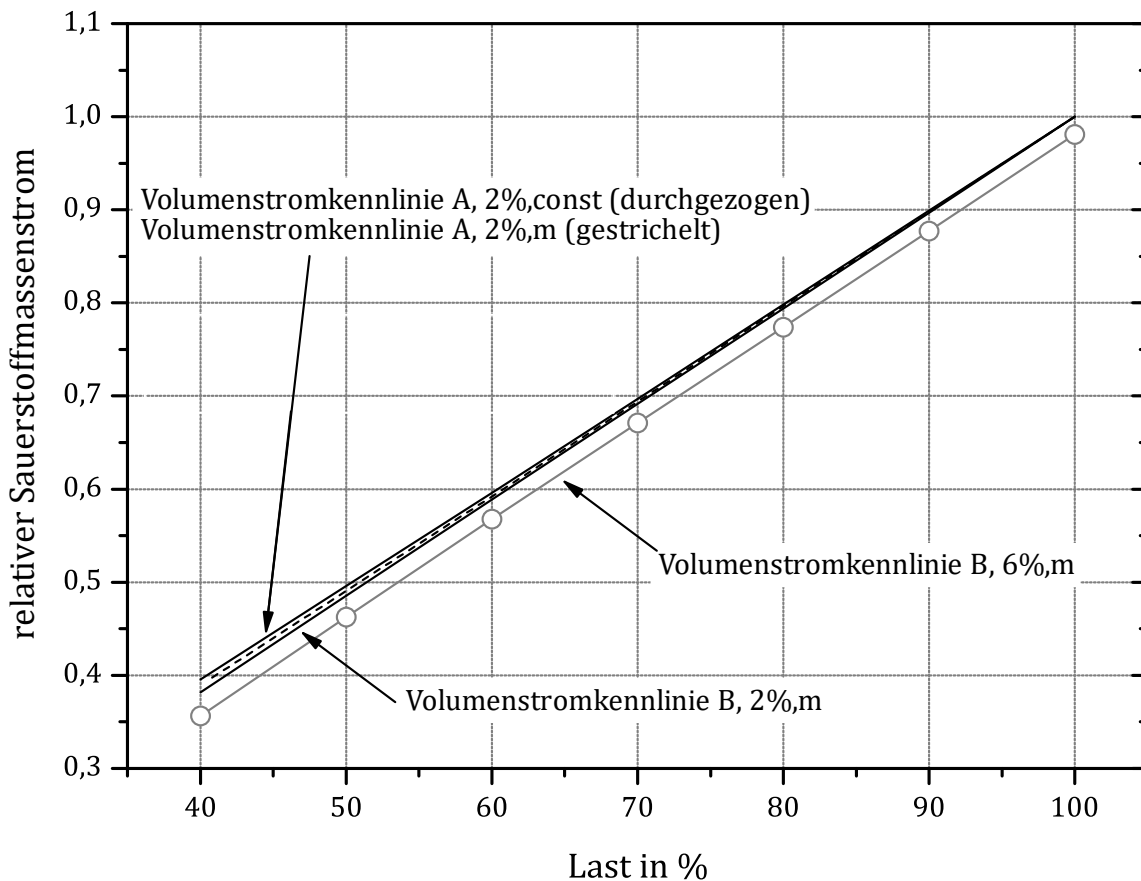


Abbildung 4.14: Relativer Sauerstoffmassenstrom der LZA in Abhängigkeit von der Last bei den Volumenstromkennlinien A und B und für verschiedene Falschluf szenarien. Bezugsmassenstrom ist der Sauerstoffmassenstrom bei Nennlast und 2 % Falschluf.

Weder die Falschluf szenarien (const oder m, 2 % oder 6 %) noch die Volumenstromkennlinien haben einen signifikanten Einfluss auf die Anforderungen an die LZA bei Teillast.

4.2 Schwefelsäuretaupunkt

Aus dem Rauchgas, welches nicht über die sekundäre Rauchgasrezirkulation in den Dampferzeuger zurückgeführt wird, wird in mehreren Stufen Wärme ausgekoppelt, bevor es in der REA entschwefelt wird (siehe Abschnitt 3.2.6). Dies ist der Teil des Rauchgaspfades, in dem durch hohe Schwefelbeladung und niedrige Temperaturen schwefelige Säure ausfallen und durch Korrosion die Anlage beschädigen könnte.

Hinter der Wärmeauskopplung auf die primäre Rauchgasrezirkulation und das Speisewasser liegt die Rauchgastemperatur zwischen 230 °C (100 % Last) und 180 °C (40 % Last). Die darauffolgende Wärmeauskopplung auf das Kondensat wird so geregelt, dass die Rauchgastemperatur oberhalb von 170 °C bleibt. Die Säuretaupunkttemperatur von ca. 160 °C wird somit im gesamten Lastbereich (Abbildung 4.15) nicht unterschritten. Bei niedrigeren Lasten unterhalb von 40 % (Schwachlast) kann die gleitende Rauchgastemperatur hinter der Wärmeauskopplung auf die primäre Rauchgasrezirkulation und das Speisewasser durch eine Begrenzungsregelung bei 170 °C gehalten werden, falls sie ohne Eingriffe zu weit absinkt. In diesem Falle würde die Wärmeauskopplung ins Speisewasser reduziert werden. Für die Wärmeauskopplung ins Kondensat würde dann keine Wärme mehr bereitstehen.

Die mit der Last tendenziell sinkende Temperatur des Schwefelsäuretaupunktes (Abbildung 4.15) zusammen mit dem oben beschriebenen Verhalten bedeuten, dass bei Teillast keine über den Nennlastbetrieb hinausgehenden Begrenzungen durch den Schwefelsäuretaupunkt zu erwarten sind.

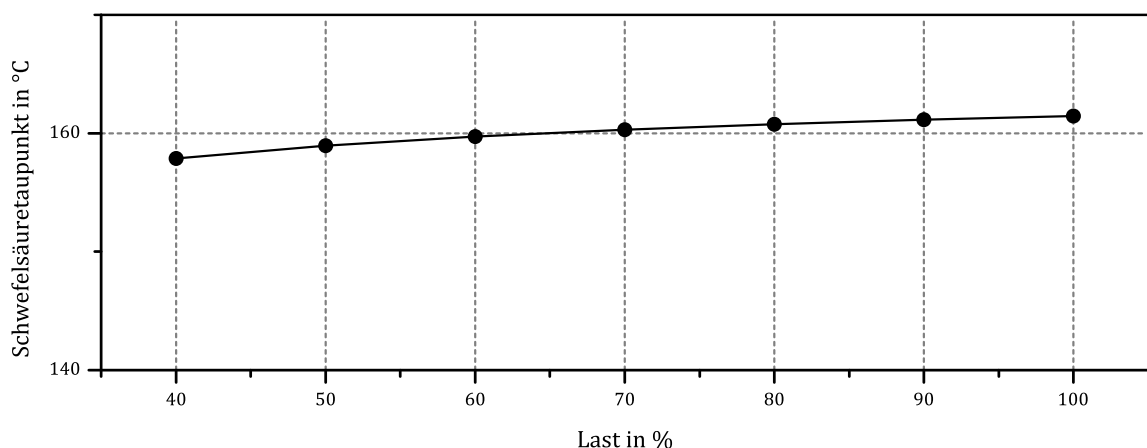


Abbildung 4.15: Schwefelsäuretaupunkt im nicht entschwefelten Rauchgas in Abhängigkeit von der Last für 2%,m. Die Werte liegen für alle anderen Falschluftszenarien in einem ähnlichen Temperaturbereich.

4.3 Verhalten der Luftzerlegungsanlage

Die Eingangsparameter der Stoffströme der LZA sind unabhängig von der Kraftwerkslast. Deswegen bleiben auch die Prozessparameter wie Drücke und Temperaturen gleich. Mit der kontinuierlichen Sauerstoffbereitstellung ergeben sich Änderungen durch den von der Kraftwerkslast abhängenden Sauerstoffmassenstrom und durch den daraus resultierenden Lastpunkt der Luftverdichter. Das Verhalten der Trennkolonnen wurde in dieser Arbeit nicht untersucht. Der für den

Kraftwerksprozess bereitzustellende Sauerstoffmassenstrom sinkt linear mit der Kraftwerklast, wie im vorigen Abschnitt gezeigt wurde.

Der spezifische Energiebedarf w_{LZA} der Luftzerlegungsanlagen zur Produktion des Sauerstoffs bleibt im Lastbereich zwischen Nennlast und 50 % Last weitestgehend konstant (Abbildung 4.16). Durch die mehrsträngige Konfiguration (sechs parallele Verdichter) und die Ausnutzung des gesamten Kennfelds der Verdichter kann ein weiter Lastbereich mit hohem Verdichterwirkungsgrad abgedeckt werden. Hierbei ist zu beachten, dass dies von der Konfiguration der Verdichter abhängt und in dieser Arbeit nur diskrete Lastpunkte gerechnet wurden. Bei 40 % Last ist die Abdeckung in der gewählten Konfiguration nicht möglich und die Verdichter müssen trotz der Maßnahmen zur Nutzung des gesamten Kennfeldes im Rezirkulationsbetrieb gefahren werden. Der spezifische Bedarf für die Sauerstoffbereitstellung steigt dadurch von ca. 225 kWh/(kg O₂) bei den anderen Lastpunkten auf 250 kWh/(kg O₂) stark an. Der Wirkungsgrad der Verdichter bleibt jedoch nahezu konstant und liegt somit im gesamten Lastbereich ungefähr bei 90 %. Bei 40 % Last sind noch drei Verdichter im Betrieb.

Die Vorwärmung des Sauerstoffs erfolgt mit der verdichteten Luft, die einen deutlich höheren Massenstrom hat. Von Nennlast bis zu 70 % Last führt dies zu steigenden Sauerstofftemperaturen (Abbildung 4.17). Bei niedrigeren Lasten liegt die Sauerstofftemperatur nahezu bei der der Luft. Je nachdem wie hoch der Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lastpunkt ist, steigt oder fällt die Luft- und damit die Sauerstofftemperatur. Dies gilt ebenso für den spezifischen Energiebedarf, der von 70 % Last bis 50 % Last wie die Sauerstofftemperatur abfällt. Bei 40 % Last ist diese Kopplung durch den Rezirkulationsbetrieb der Verdichter nicht direkt gegeben.

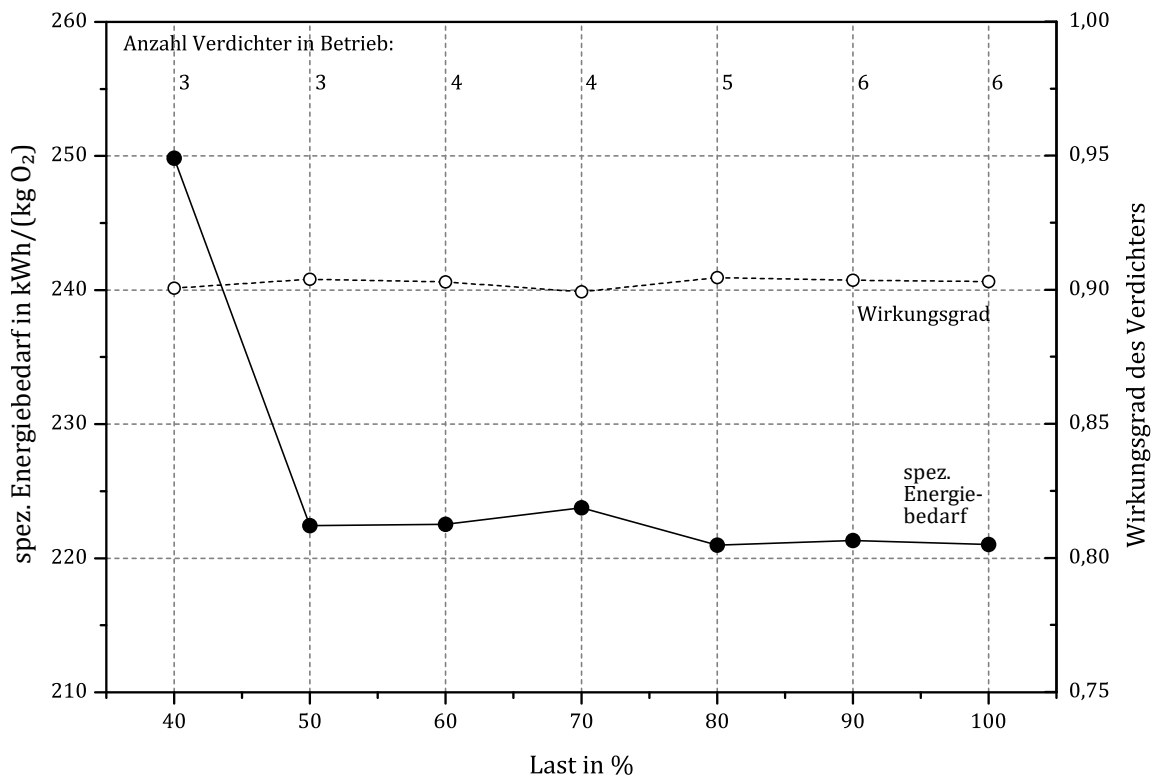


Abbildung 4.16: Spezifischer Energiebedarf der LZA und die Anzahl der Luftverdichter in Betrieb in Abhängigkeit von der Last

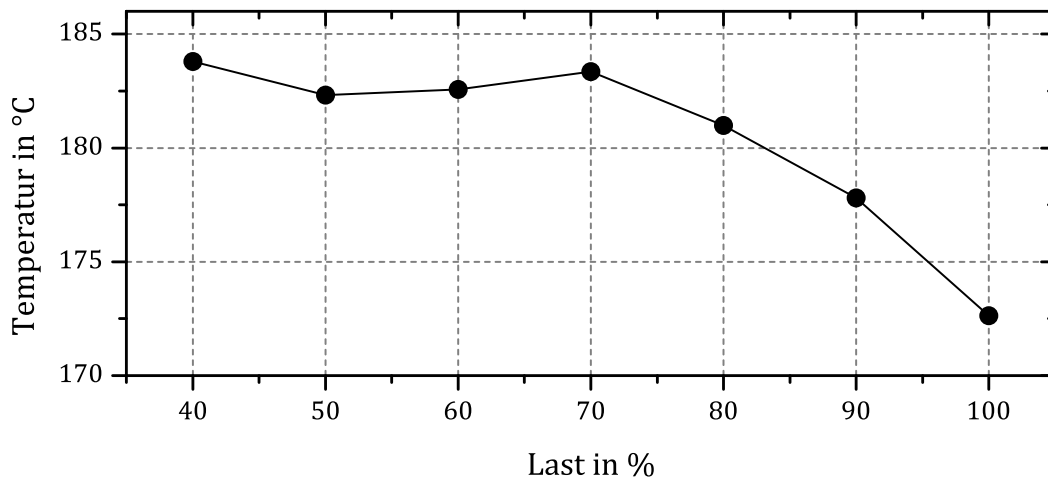


Abbildung 4.17: Temperatur des Sauerstoffs aus der LZA

4.4 Verhalten der GPU

Die GPU hat als Schnittstellen zum Kraftwerk die Anbindung an den Rauchgaspfad und an das Stromnetz sowie einen geringen Dampfbedarf für die Regenerierung der Molsiebe. Die weiteren Schnittstellen sind die des Restgases zur Umgebung und des

CO₂ zur Pipeline. In den untersuchten Prozesskonfigurationen liegt keine Rückkopplung auf den Kraftwerksprozess vor. Der maßgebliche Einfluss auf das Verhalten der GPU ist die Zusammensetzung des Rauchgases. Abbildung 4.18 zeigt die Zusammensetzung des trockenen Rauchgases des Oxyfuel-Prozesses bei Volumenstromkennlinie A, wie es in den kalten Bereich der GPU eintritt. Dies entspricht der Zusammensetzung aus Abbildung 4.5 ohne den Wasseranteil. Bei Teillast steigt der Stickstoffanteil in allen Fallschlufszszenarien an und der CO₂-Anteil sinkt. Beim Szenario 2%,m steigt der Stickstoffanteil auf ca. 20 % an und der CO₂-Anteil sinkt auf ca. 72 %. Bei den Szenarien 4%,m und 6%,m liegt der CO₂-Anteil schon bei Nennlast unter 75 % und sinkt bei 40 % Last auf unter 60 % CO₂.

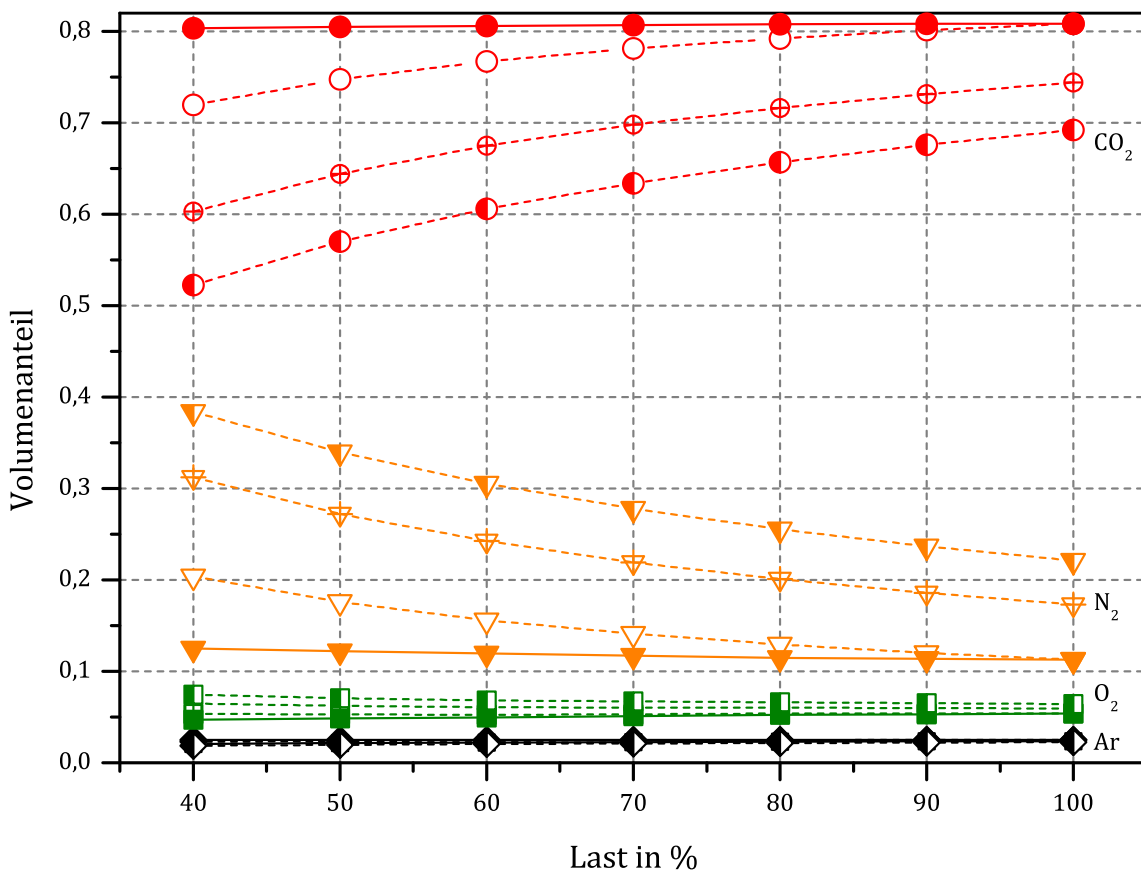


Abbildung 4.18: Volumenanteile im trockenen Rauchgas am Eintritt in den kalten Teil der GPU bei Volumenstromkennlinie A in Abhängigkeit von der Last

Mit der Volumenstromkennlinie B ergeben sich wegen der höheren Rauchgasrezirkulationsrate bei Teillast geringfügig höhere (1-2 %) CO₂-Anteile im Rauchgas. Die höhere Rauchgasrezirkulationsrate verschiebt bei Teillast außerdem das Verhältnis von Stickstoff zu Sauerstoff in Richtung des Stickstoffs. Der Argonanteil ist bei beiden Volumenstromkennlinien ungefähr gleich. Beim

Falschlufiszzenario 2%,const steigt beim Prozess mit Volumenstromkennlinie B der Stickstoffanteil bei niedrigen Lasten verglichen mit Volumenstromkennlinie A deutlich an. Dies ist ein Ergebnis der Definition der Falschlufizmenge dieses Szenarios, die abhängig vom Volumenstrom am Dampferzeugeraustritt ist und deswegen mit der höheren Rauchgasrezirkulationsrate ansteigt.

Es kann also davon ausgegangen werden, dass unabhängig vom Design des Dampferzeugers und seiner Volumenstromkennlinie bei gleicher Last ähnliche Rauchgaszusammensetzungen am Eintritt der GPU vorliegen. Die entscheidenden Parameter sind die Falschlufizanteile bzw. die in dieser Arbeit nicht variierte Sauerstoffreinheit der LZA. Für die GPU bedeutet dies trotzdem, dass das Verhalten bei Teillast nicht nur vom Verhalten ihrer Anlagenteile bei geringeren Massenströmen oder anderen Temperaturen beeinflusst wird, sondern es in Kombination mit den Auswirkungen der sich mit der Last stark ändernden Rauchgaszusammensetzung zu betrachten ist.

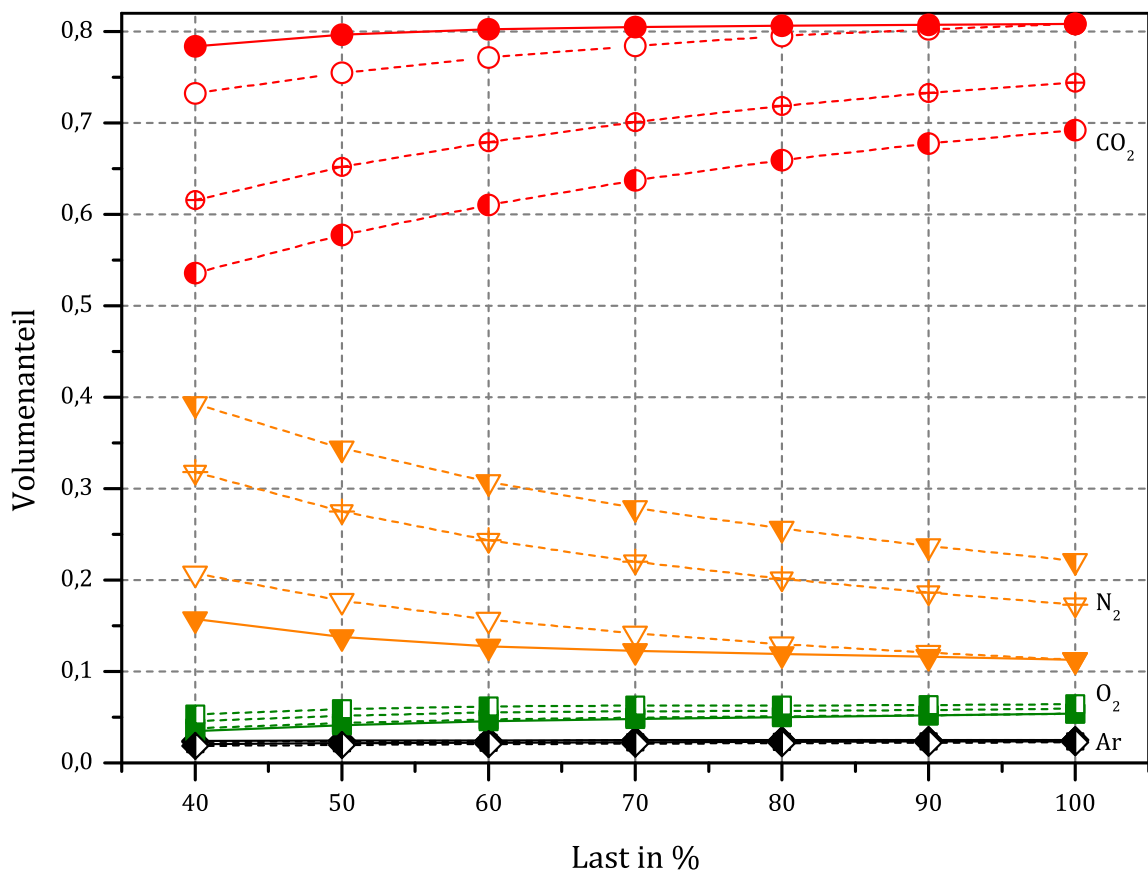


Abbildung 4.19: Volumenanteile im trockenen Rauchgas am Eintritt in den kalten Teil der GPU bei Volumenstromkennlinie B in Abhängigkeit von der Last

In den folgenden Abschnitten wird zunächst die Auswirkung der Zusammensetzung des Rauchgases auf das Verhalten der einstufigen und der zweistufigen partiellen Kondensation dargestellt. Anschließend wird dieses Verhalten zusammen mit dem der Anlagenkomponenten einer GPU dargestellt.

4.4.1 Verhalten der einstufigen partiellen Kondensation

Bei der einstufigen partiellen Kondensation führt genau eine Druck- und Temperaturkombination bei gegebener Rauchgaszusammensetzung zu den Zielwerten einer Abtrennungsrate CCR von 90 % und einer CO₂-Reinheit Ψ von 96 vol.-% (siehe Abschnitt 2.4.1). Da sich bei Teillastbetrieb des Kraftwerks die Rauchgaszusammensetzung ändert (siehe Abbildung 4.18), hat bei der einstufigen partiellen Kondensation jeder Betriebspunkt des Kraftwerks eine jeweilige Druck- und Temperaturkombination, die zu den Zielwerten führt.

Abbildung 4.20 zeigt für trockene Rauchgase mit einem CO₂-Volumenanteil von 0,95, 0,9, 0,85, 0,8 und 0,75 die zugehörigen Druck- und Temperaturkombinationen bei der einstufigen partiellen Kondensation, für die eine Abtrennungsrate ≥ 90 % bei einer Reinheit von 96 % erreichbar ist. Die übrigen Anteile des Rauchgases werden von Argon, Sauerstoff und Stickstoff gebildet. Der Anteil des Argons liegt bei all diesen gerechneten Punkten bei konstant 0,02. Die Anteile von Stickstoff und Sauerstoff werden variiert. Farblich dargestellt ist der Anteil des Stickstoffs, der zwischen 0 und ca. 0,25 liegt. Der Sauerstoffanteil liegt dann zwischen 0,25 und 0. Je höher der Anteil des Sauerstoffs ist (lila Farbe = niedriger Stickstoffanteil), desto niedriger muss die Temperatur und der Druck sein. Je höher der Anteil des Stickstoffs ist (gelbe Farbe), desto höher müssen der Druck und die Temperatur sein. Bei einem CO₂-Volumenanteil kleiner oder gleich 0,75 gelangt man in einen Temperaturbereich, der dicht am unzulässigen Bereich mit weniger als -55 °C liegt (rot hinterlegt). Bei den Rauchgasen mit hohem CO₂-Volumenanteil (0,90 und 0,95) werden teilweise Abtrennungsraten größer 90 % erreicht.

Die sich aus dem Kraftwerksbetrieb ergebenden Betriebspunkte der einstufigen partiellen Kondensation zeigt Abbildung 4.20 für die Falschlufiszzenarien 2%,const und 2%,m. In jedem der dargestellten Betriebspunkte liegt also eine andere lastabhängige Rauchgaszusammensetzung entsprechend Abbildung 4.18 vor. Da sich bei 2%,const die Rauchgaszusammensetzung kaum ändert, ändern sich auch die lastabhängigen Betriebspunkte wenig. Zwischen Nennlast des Kraftwerks (100 %) und niedrigstem betrachteten Lastpunkt (40 %) ändert sich der Druck nur um ca.

0,15 bar und die Temperatur um weniger als 1 K. Beim Falschlufszzenario 2%,m nehmen bei Teillast die Verunreinigungen deutlich zu und Druck- und Temperatur der partiellen Kondensation müssen abgesenkt werden, um die Zielwerte (eine CO₂-Reinheit Ψ von 96 % und eine Abtrennungsrate CCR von ≥ 90 %) zu erreichen. Bei 40 % Last würde ein Punkt erreicht, der sehr dicht am Gefrierpunkt des CO₂ liegt. Möchte man eine Mindesttemperatur von -55 °C nicht unterschreiten, so kann die CO₂ Abtrennung in diesem Lastpunkt bei einstufiger partieller Kondensation nicht betrieben werden.

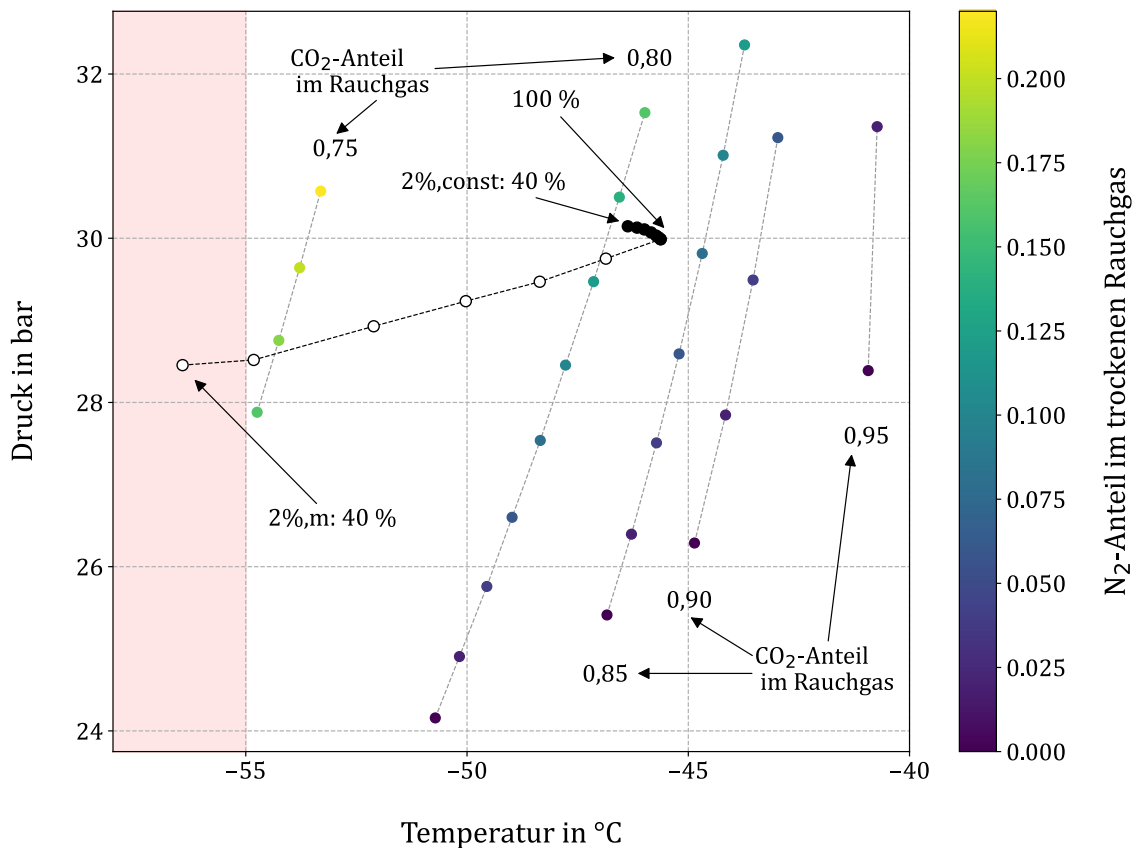


Abbildung 4.20: Betriebspunkte der einstufigen partiellen Kondensation in der GPU ohne prozesstechnische Begrenzungen. Schwarze volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m bei Ψ von 96 % und CCR von ≥ 90 %. Die farbigen Punkte sind in Abschnitt 4.4.1 beschrieben.

4.4.2 Verhalten der zweistufigen partiellen Kondensation

Das Verhalten der zweistufigen partiellen Kondensation in der GPU wird wie bei der einstufigen partiellen Kondensation zunächst losgelöst von den übrigen

Anlagenteilen der GPU betrachtet. Deshalb wird das Verhalten auch nicht, wie in Abschnitt 2.4.2 beschrieben, bei der energetisch optimierten Abtrennungsrate von 91,3 % betrachtet, sondern wie bei der einstufigen partiellen Kondensation bei einer Abtrennungsrate von 90 %. Die CO₂-Reinheit liegt wie bei allen anderen Betrachtungen bei 96 %. Beim Falschluftszenario 2%,const sind keine betrieblichen Grenzen zu erwarten. Daher wird nur das Falschluftszenario 2%,m betrachtet, das bei einer realen Anlage als am realistischsten anzusehen ist. Dies ist in Abbildung 4.21 dargestellt, die die Prozessparameter Druck und Temperatur in den beiden Abtrennungsstufen in Abhängigkeit von der Kraftwerkslast zeigt.

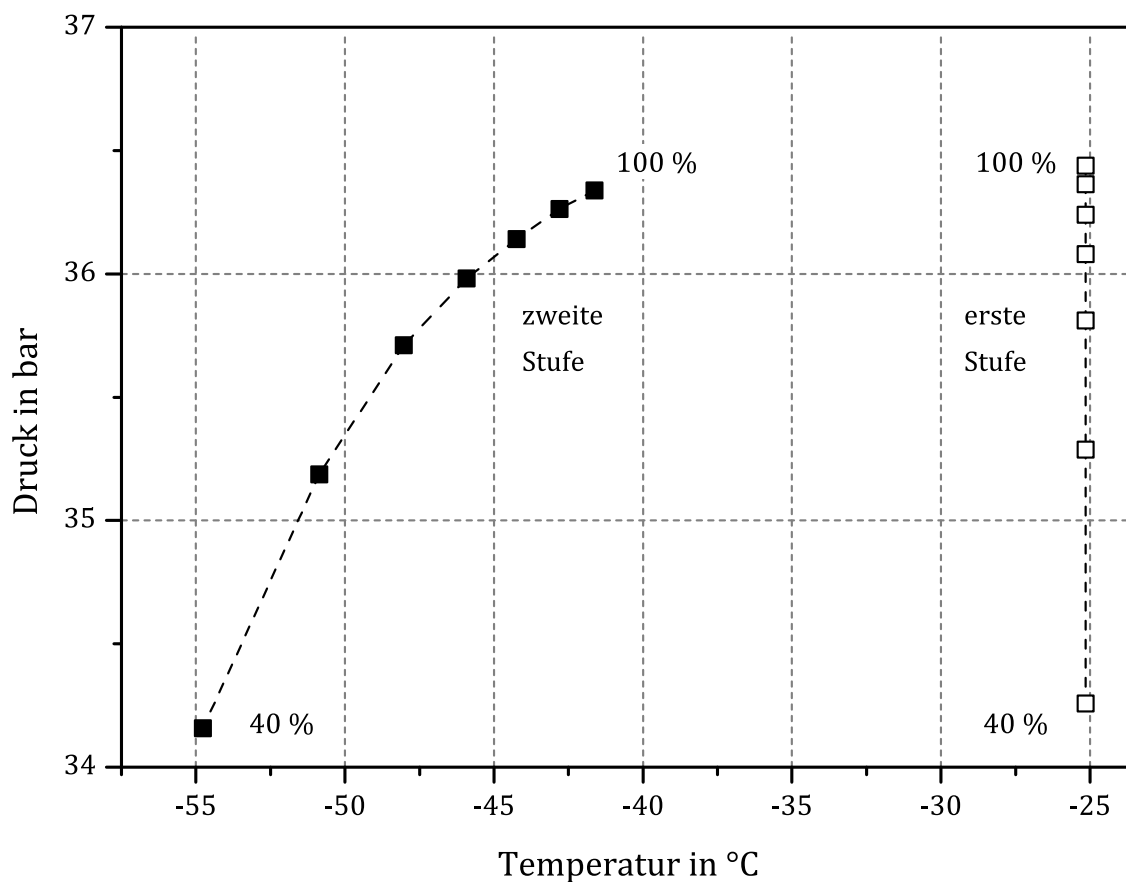


Abbildung 4.21: Betriebspunkte der zweistufigen partiellen Kondensation in der GPU bei 2%,m ohne prozesstechnische Begrenzungen mit einer CO₂-Reinheit Ψ von 96 % und einer Abtrennungsrate CCR von 90 % in Abhängigkeit von der Last

Die Temperatur in der ersten Abtrennungsstufe wird im gesamten Lastbereich konstant bei -25,15 °C gehalten. Durch die Änderung der Rauchgaszusammensetzung (wie in Abbildung 4.18 dargestellt) sinkt die Temperatur in der zweiten Abtrennungsstufe zu niedrigen Kraftwerkslasten mit geringerem CO₂-Anteil im

Rauchgas ab, um die Abtrennungsrate einzuhalten. Ebenso sinkt der Druck in den beiden Abtrennungsstufen ab, um die gewünschte Reinheit des CO₂ sicherzustellen.

Bei niedriger Kraftwerkslast (40 %) muss die Temperatur in der zweiten Abtrennungsstufe nahe bei -55 °C liegen. Im realen Prozess ist diese Temperatur nicht erreichbar, da noch eine Grädigkeit im Wärmeübertrager zwischen dem CO₂-Kühlkreislauf und dem Rauchgas berücksichtigt werden muss. Für die Last 40 % kann die Abtrennungsrate von 90 % nicht eingehalten werden.

4.4.3 Verhalten der GPU mit einstufiger partieller Kondensation

Der Betrieb einer GPU mit einstufiger partieller Kondensation und interner Kälteerzeugung wird neben der Mindesttemperatur des CO₂ durch den Pinch Point des Mehrstromwärmeübertragers begrenzt. Bei einem zu hohen Anteil an Begleitgasen im Rauchgas ändert sich der Pinch Point so, dass die notwendige Kältemenge nicht vom Restgas und CO₂ auf das Rauchgas übertragen werden kann, um sowohl den Zielwert für die Reinheit als auch den für die Abtrennungsrate einzuhalten. Daraus ergibt sich das in Abbildung 4.22 und Abbildung 4.23 gezeigte Verhalten. In Abbildung 4.22 ist die Kombination von Druck und Temperatur in der Abtrennungsstufe der GPU mit einstufiger partieller Kondensation für 2%,m und 2%,const aufgetragen. Im Gegensatz zu Abbildung 4.20 sind hier die anlagentechnischen Auswirkungen und Grenzen des Prozesses berücksichtigt. Zusätzlich ist die Temperatur hinter der CO₂-Drossel aufgetragen. Diese wurde aus Darstellungsgründen beim gleichen Druck wie in der Abtrennungsstufe aufgetragen. In Wirklichkeit beträgt der Druck ca. 14 bar (s. u. und Abbildung 4.26). Zu der Betriebsweise der Abtrennung sind in Abbildung 4.23 die Abtrennungsrate und die Reinheit in Abhängigkeit von der Last abgebildet.

Beim Falschluftzenario 2%,m kann die Temperatur hinter der CO₂-Drossel bis ungefähr 60 % Last weit genug gesenkt werden, um die Abtrennungsrate von 90 % einzuhalten. Dabei wird die Mindesttemperatur von -55 °C erreicht. Da eine weitere Absenkung der Temperatur für die Lasten 40 % und 50 % nicht möglich ist, ist für die Lasten 40 % und 50 % mit einer verringerten Abtrennungsrate zu rechnen. Zusätzlich kommen zwei Effekte hinzu, die dazu führen, dass die Temperatur in der Abtrennung ansteigt. Zum einen sinkt der Wirkungsgrad der Expander bei Teillast, wodurch das Restgas anteilig weniger Kälte bereitstellt. Zum anderen führt die geänderte Rauchgaszusammensetzung dazu, dass die minimale Temperaturdifferenz (Pinch Point) im Bereich der Kondensation/Verdampfung zum Tragen

kommt und die Übertragungsfläche des Wärmeübertragers nicht vollständig ausgenutzt werden kann. Der Druck in der Abtrennung ergibt sich aus diesen Grenzen so, dass die Reinheit Ψ des CO₂-Stroms auf 96 % gehalten wird.

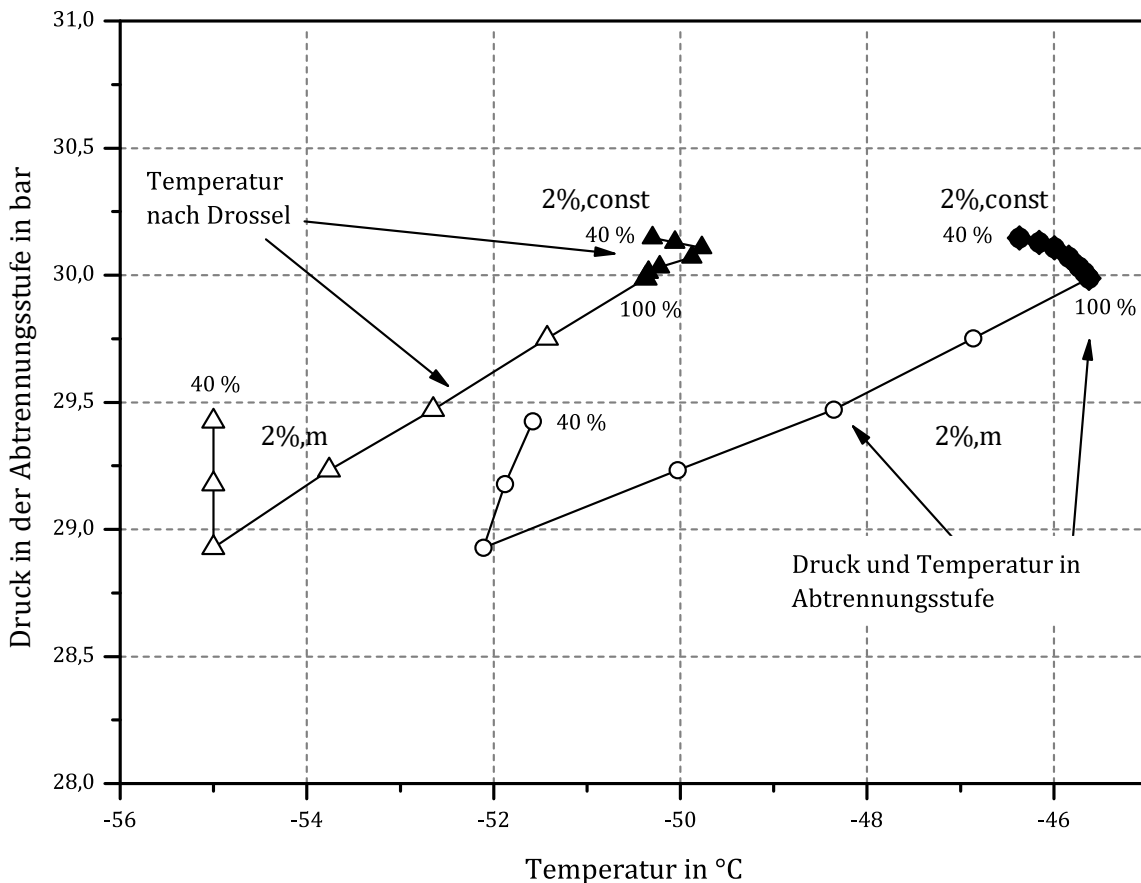


Abbildung 4.22: Betriebsweise der GPU mit einstufiger partieller Kondensation. Mit runden Symbolen sind die Betriebspunkte (Druck und Temperatur) der Abtrennungsstufe für die Falschlufiszzenarien 2%,const (voll) und 2%,m (leer) von 40 % Last bis 100 % Last dargestellt. Zusätzlich sind die zugehörigen Temperaturen am Austritt der CO₂-Drossel (roter Punkt in Abbildung 2.7) mit dreieckigen Symbolen dargestellt. Zur besseren Darstellung der zusammengehörenden Punkte sind diese Temperaturen auf dem Druckniveau der Abtrennungsstufe eingetragen. Die tatsächlichen Drücke nach der CO₂-Drossel liegen darunter (ca. 14 bar, siehe Abbildung 4.26).

Beim Falschlufiszzenario 2%,const treten bei keinem der betrachteten Lastfälle betriebliche Grenzen hervor. Abtrennungsrate und CO₂-Reinheit können in allen Lastfällen eingehalten werden. Die Temperatur hinter der CO₂-Drossel steigt bei von 100 % auf 60 % fallender Last an und sinkt bei 50 % und 40 % Last wieder (volle Dreiecke in Abbildung 4.22). Der Grund ist, dass der Massenstrom des Restgases verglichen mit dem Szenario 2%,m bei 50 % und 40 % Last stärker sinkt, da die

Abtrennungsrate konstant bleibt. Dadurch sinkt der Wirkungsgrad der Expander bei diesen niedrigen Lasten stärker und das Restgas kann anteilig weniger Kälte bereitstellen. Die fehlende Kälte muss durch stärkere Drosselung des CO₂-Stroms mit niedrigeren Temperaturen erzeugt werden.

Die Betrachtung der Prozesskonfigurationen, die schon bei 100 % Last 4 % und 6 % Falschluft aufweisen, ergibt unter diesem Gesichtspunkt für die GPU mit einstufiger partieller Kondensation und interner Kälteerzeugung keinen Sinn, da der Anteil an Verunreinigungen zu hoch und ein Betrieb nicht sinnvoll möglich ist.

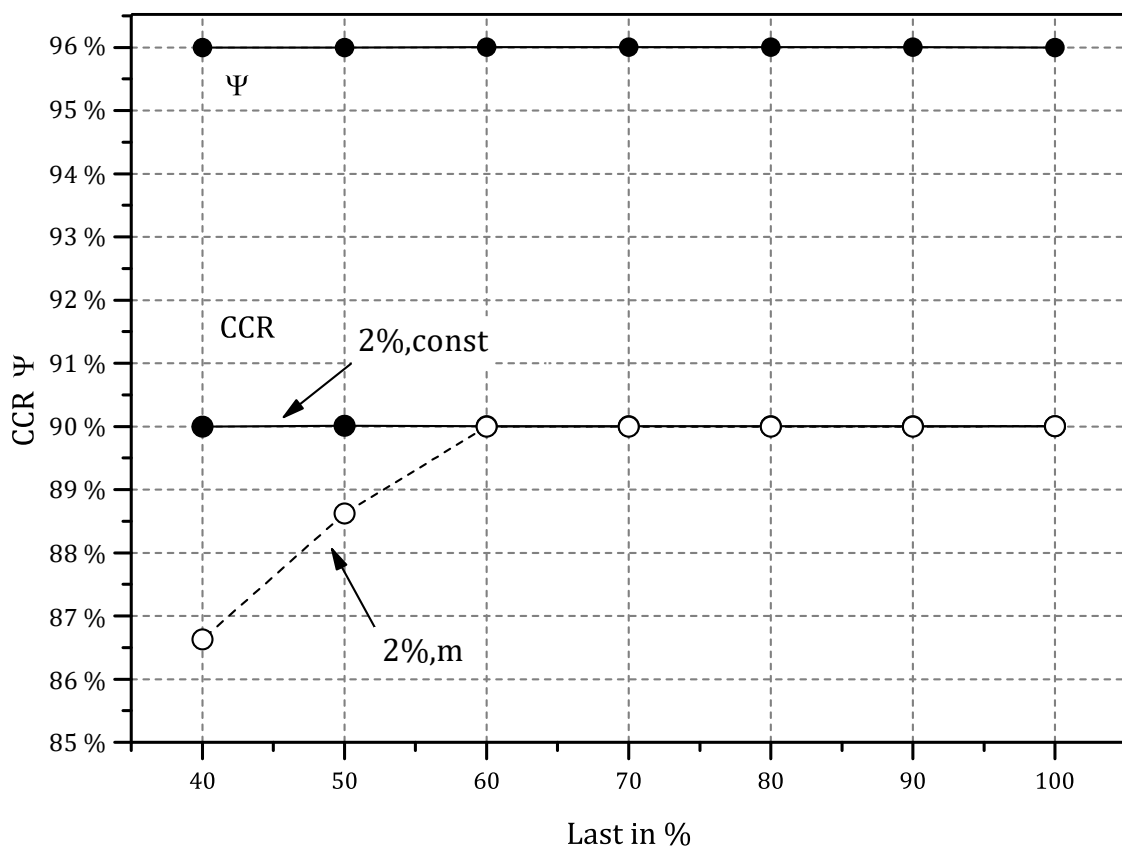


Abbildung 4.23: Abtrennungsrate CCR und Reinheit Ψ der GPU mit einstufiger partieller Kondensation für die Falschluftszzenarien 2%,m und 2%,const in Abhängigkeit von der Last

Die volumetrische Zusammensetzung des CO₂-Stroms in Abhängigkeit von der Last ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Bei gleichbleibender CO₂-Reinheit ist der Volumenanteil des CO₂ konstant. Die Reinheit von 96 % wird bei beiden Falschluftszzenarien mit der einstufigen partiellen Kondensation im gesamten Lastbereich eingehalten. Entsprechend der Gaszusammensetzung am Eintritt in die GPU steigt bei Teillast auch im CO₂-Strom der Anteil des Stickstoffs an und der Anteil des Sauerstoffs sinkt. Durch die mit abnehmender Last steigende

Rauchgasrezirkulationsrate beim Falschlufiszzenario 2%,const sinkt hier der Volumenanteil des Sauerstoffs, und der Volumenanteil des Stickstoffs steigt. Beim Falschlufiszzenario 2%,m wird dies noch durch den höheren Falschlufitanteil bei Teillast verstärkt. In beiden Szenarien liegt der Sauerstoffanteil im gesamten Lastbereich zwischen 1,0 % und 1,5 %. Der Anteil des Argons fällt mit steigender Rauchgasrezirkulationsrate und steigendem Falschlufitanteil ab, da der relative Anteil des Sauerstoffs sinkt, der aus der LZA kommt und die Hauptargonquelle ist.

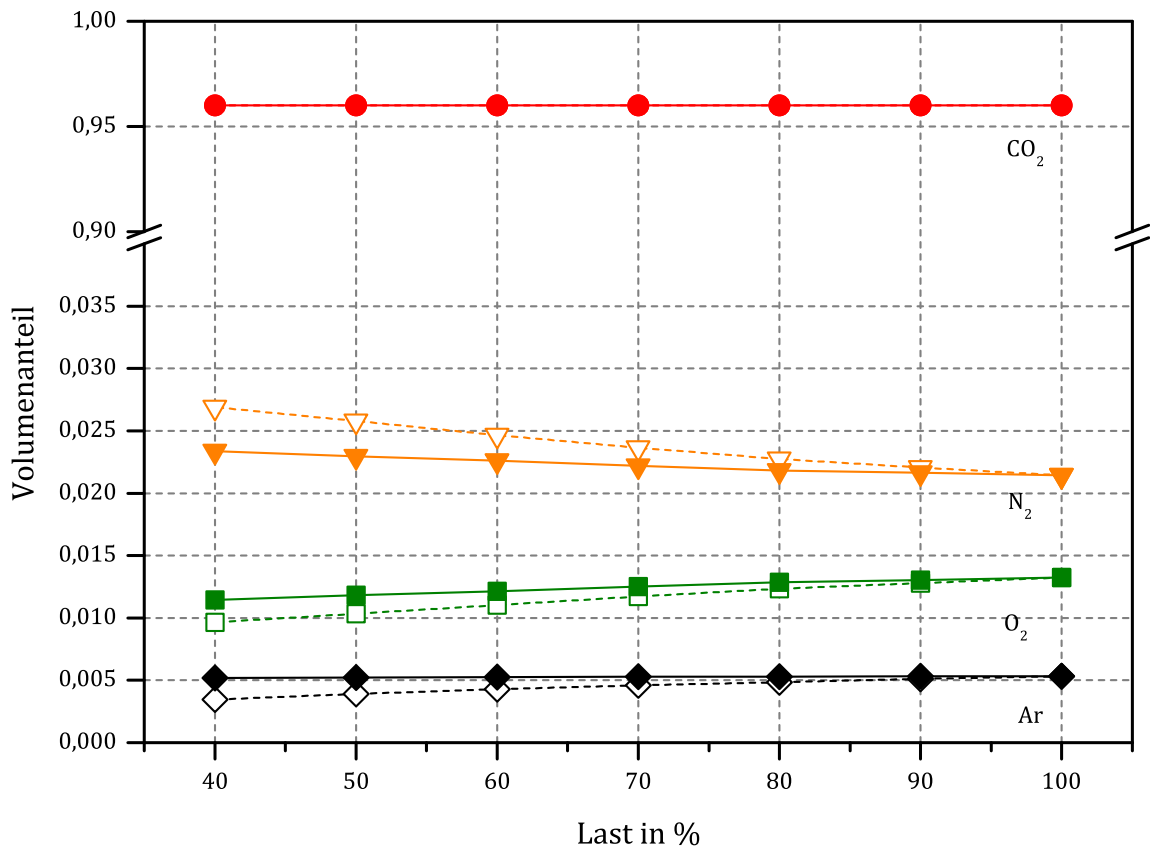


Abbildung 4.24: Volumenanteile des CO₂-Stroms bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last und der Falschluf. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für das Falschlufiszzenario 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m.

Gleiches zeigt sich auch für die Zusammensetzung des Restgasstroms, die in Abbildung 4.25 in Abhängigkeit von der Last dargestellt ist. Beim Falschlufiszzenario 2%,const ist der CO₂-Anteil über den gesamten Lastbereich nahezu gleich groß bei ca. 33 %. Beim Falschlufiszzenario 2%,m zeigt sich ein recht deutlicher Knick bei 60 % Last für alle vier Komponenten des Restgases. Da die Abtrennungsrate bei 40 % und 50 % Last niedriger ist als bei den übrigen Lastpunkten, geht dieses nicht abgetrennte CO₂ in das Restgas über. Dadurch fällt der CO₂-Anteil bei Teillast nicht weiter ab. Der Stickstoffanteil nimmt bei 40 % und 50 % Last dadurch weniger stark

zu (leichter Knick bei 60 % Last) und die Anteile des Sauerstoffs und des Argons nehmen stärker ab.

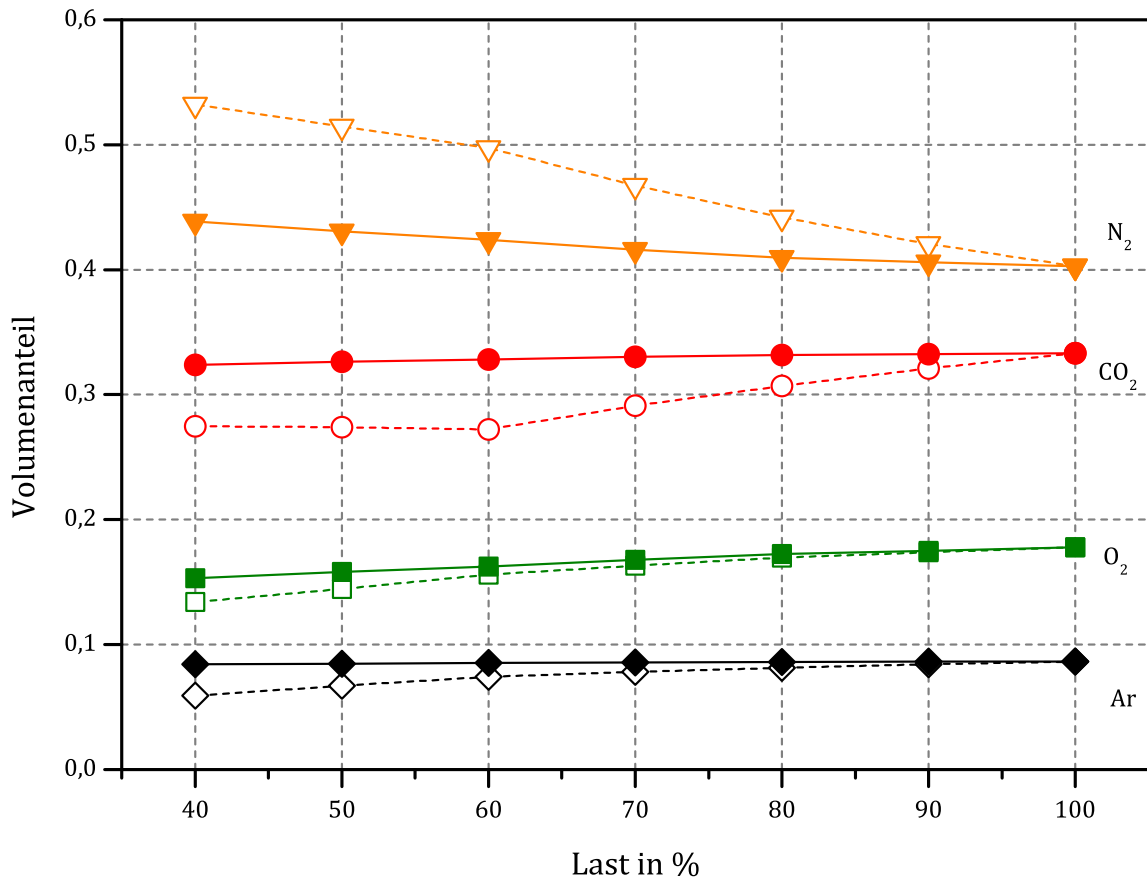


Abbildung 4.25: Volumetrische Zusammensetzung des Restgasstroms der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last und der Falschlucht. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m.

Bei der internen Bereitstellung der Kälte wird der CO₂-Strom entspannt. Zusammen mit dem Restgas verflüssigt er im Mehrstromwärmeübertrager das Rauchgas (partiell). Auf welchen Druck das CO₂ entspannt werden muss, hängt von der erreichbaren unteren Grädigkeit zwischen CO₂ und Rauchgas ab. Diese wird von der Rauchgaszusammensetzung und somit von der Kraftwerkslast beeinflusst. Abbildung 4.26 zeigt als Ergebnis dieser Zusammenhänge den Druck am Eintritt des Endverdichters für die Falschluchtszenarien 2%,const und 2%,m in Abhängigkeit von der Last. Der Druck liegt zwischen 13 und 15 bar. Das Druckverhältnis, welches für die Endverdichtung aufgebracht werden muss, liegt damit zwischen 7,3 und 8,5. Diese Bandbreite kann von den Endverdichtern abgedeckt werden.

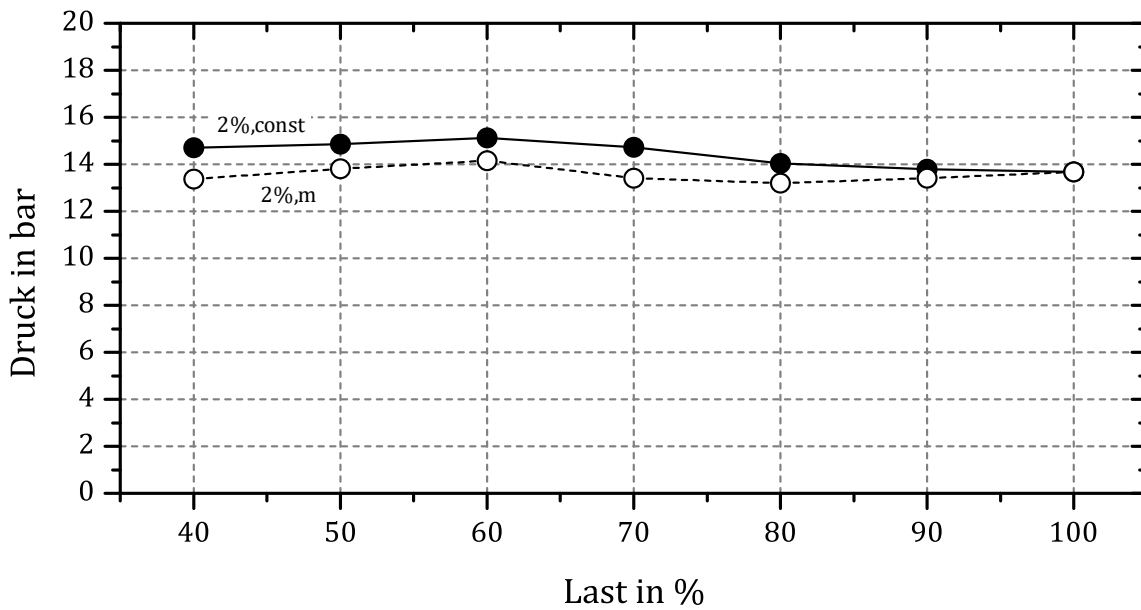


Abbildung 4.26: Druck des CO_2 -Stroms am Eintritt des Endverdichters der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last

Mit abnehmender Last des Kraftwerks sinkt der Rauchgasmassenstrom, der in die GPU eintritt, linear ab (Abbildung 4.27). Durch den größeren Falschluftanteil bei Teillast bei 2%,m verglichen mit 2%,const muss von der GPU bei Teillast ein größerer Rauchgasmassenstrom verarbeitet werden. Der CO_2 -Massenstrom im Rauchgas ist bei beiden Falschluftzenarien gleich, da er nur von der verbrannten Brennstoffmenge abhängt. Deshalb ist zwischen 60 % und 100 % Last der CO_2 -Massenstrom gleich, da in diesem Lastbereich die Abtrennungsrate von 90 % für die beiden gezeigten Falschluftzenarien von der GPU mit einstufiger partieller Kondensation erreicht wird. Bei 2%,m sinkt bei 50 % und 40 % Last die Abtrennungsrate unter 90 % und der CO_2 -Massenstrom ist niedriger als bei 2%,const. Der größere Anteil der Begleitgase durch die Falschluft beim Falschluftzenario 2%,m bei Teillast zeigt sich im größeren Restgasmassenstrom. Dieser fällt für 2%,m zwischen 40 % und 60 % Last weniger stark ab als zwischen 60 % und 100 % Last, da mehr nicht abgetrenntes CO_2 im Restgas verbleibt.

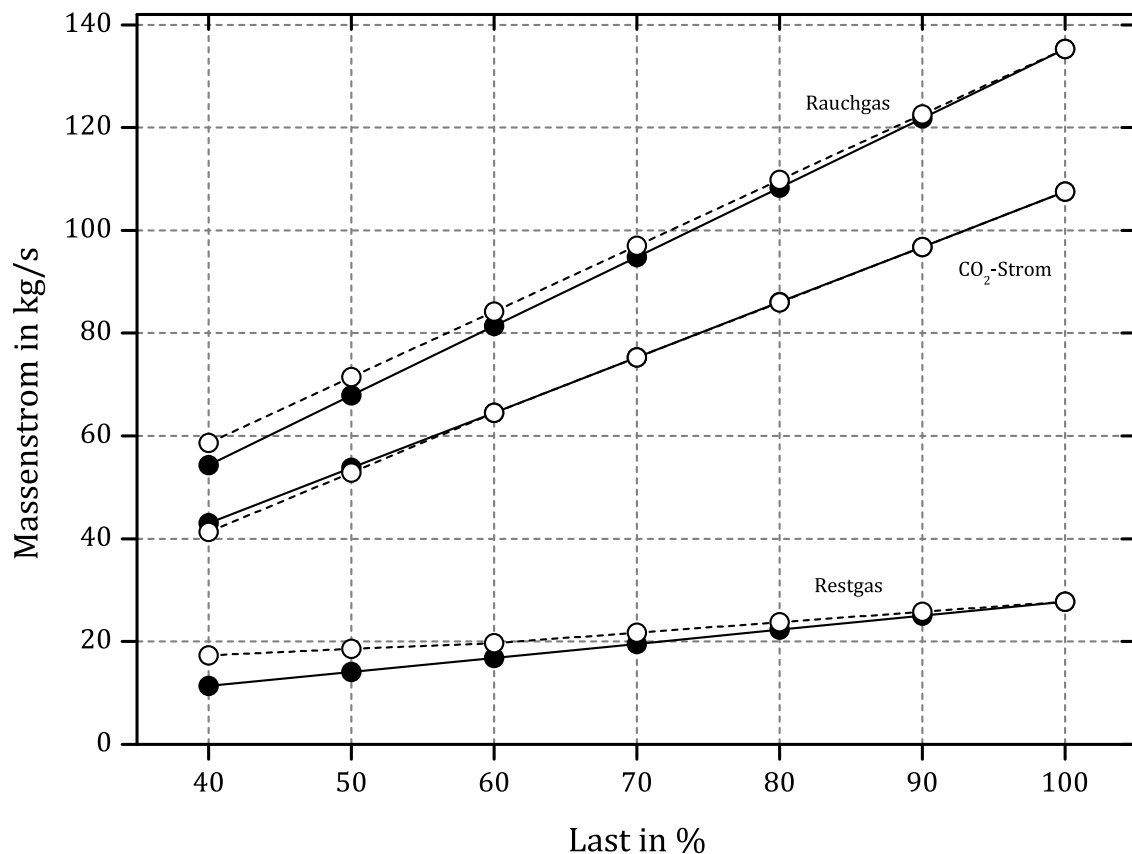


Abbildung 4.27: Massenströme der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m.

Durch den bei Teillast höheren Restgasmassenstrom ist die Leistung der Expander bei 2%,m bei Teillast höher als bei 2%,const (Abbildung 4.28). Die Leistung der Endverdichter von 2%,m verglichen mit 2%,const ist nahezu gleich im gesamten Lastbereich. Der niedrigere CO₂-Massenstrom bei 50 % und 40 % Last von 2%,m verglichen mit 2%,const wird durch den niedrigeren Druck am Eintritt des Endverdichters (Abbildung 4.26) ausgeglichen. Beim Vorverdichter liegt der Leistungsbedarf bei Teillast bei 2%,m wegen des höheren Rauchgasmassenstroms höher als bei 2%,const. Darüber hinaus trifft die Variante 2%,const bei 50 % Last einen Lastpunkt mit besserem Wirkungsgrad der Verdichter als bei 2%,m, wodurch der Leistungsbedarf in diesem Lastpunkt deutlich niedriger liegt.

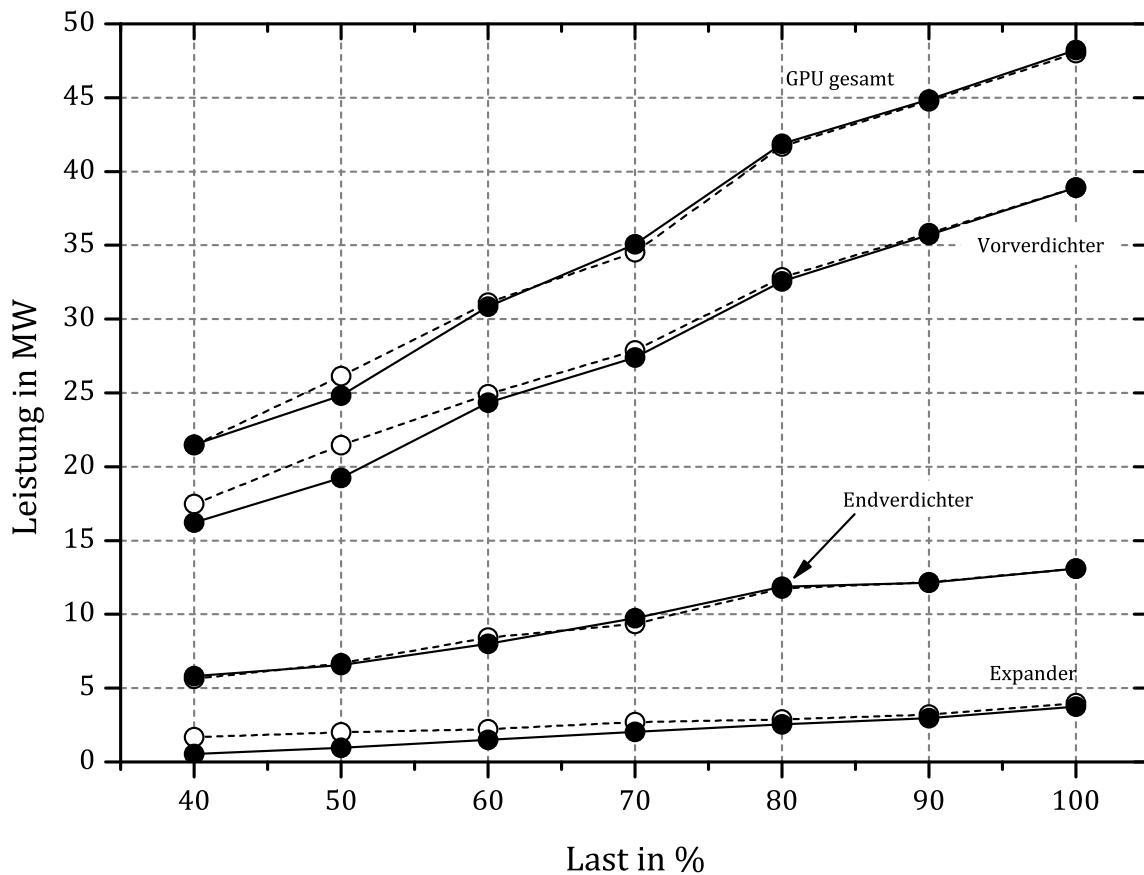


Abbildung 4.28: Leistungsbedarf der Vor- und Endverdichter sowie Leistungsabgabe der Expander der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last und der Falschluff. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m.

4.4.4 Verhalten der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation

Die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation und externer Kälteerzeugung bietet mehr betriebliche Freiheitsgrade als die einstufige partielle Kondensation mit interner Kälteerzeugung. Ausgehend vom spezifisch geringsten Energiebedarf zur CO₂-Abtrennung bei einer Abtrennungsrate von 91,3 % wird diese Abtrennungsrate zu niedrigeren Lasten hin beibehalten, bis die CO₂-Reinheit von 96 % nicht mehr eingehalten werden kann. Die Temperaturen in den Kühlkreisläufen werden möglichst konstant belassen und nur angepasst, wenn dies zur Einhaltung von Abtrennungsrate und Reinheit notwendig ist. Die in Abschnitt 2.4.2 dargestellten allgemeinen Zusammenhänge zum Verhalten der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation gelten entsprechend auch für den Teillastbetrieb, allerdings werden sie vom Teillastverhalten der GPU überlagert.

Das Verhalten der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation wurde für das Falschlufiszzenario 2%,m für Volumenstromkennlinie A untersucht. Zum Vergleich wird es mit dem Verhalten der einstufigen partiellen Kondensation (auch bei 2%,m, Volumenstromkennlinie A) zusammen dargestellt.

Druck und Temperatur in Abhängigkeit von der Last in den beiden Abtrennungsstufen sind in Abbildung 4.29 dargestellt. Die Temperatur in der ersten Abtrennungsstufe wird konstant bei ca. -25 °C gehalten. Die Temperatur der zweiten Stufe sinkt mit der Kraftwerkslast von ca. -44 °C bei Nennlast auf ca. -52 °C bei 40 % Last ab. Außerdem wird der Druck von über 36 bar bei Nennlast auf knapp über 34 bar bei 40 % Last abgesenkt, um die CO₂-Reinheit bei den höheren Anteilen von Begleitgasen zum CO₂ im Rauchgas bei 96 % zu halten. Er ist damit etwas höher als bei der einstufigen partiellen Kondensation, wo er sich im Bereich von 30 bar bewegt. Außerdem sinkt er bei Teillast etwas stärker ab als bei der einstufigen partiellen Kondensation. Das Verdichtungsverhältnis der nachfolgenden CO₂-Pumpe steigt dadurch von ca. 3,0 bei Nennlast auf 3,24 bei 40 % Last. Dies stellt jedoch keine Einschränkung dar, da Pumpen bei niedrigerem Volumenstrom im allgemeinen problemlos größere Förderhöhen als bei ihrer Nennlast erreichen.

Die CO₂-Reinheit wird bei der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation ebenso wie bei der einstufigen im gesamten untersuchten Lastbereich eingehalten (Abbildung 4.30). Der Zielwert der Abtrennungsrate von 90 % kann von Nennlast bis ungefähr 50 % Last erreicht werden. Unter 50 % Last sinkt die Abtrennungsrate ab und liegt bei 40 % Last bei ungefähr 88 %. Der Grund ist der steigende Falschlufanteil (siehe Abschnitt 2.4.2), der bei 60 % Last schon 3 % beträgt und auf ca. 4,5 % bei 40 % Last steigt. Die Abtrennungsrate ist hier ungefähr 1,5 %-Pkt. höher als bei der einstufigen partiellen Kondensation. Bei 50 % Last wird die untere Temperaturgrenze im CO₂-Kühlkreislauf von -55 °C erreicht, erlaubt hierbei aber noch eine Abtrennungsrate von 90 %. Für 40 % Last kann diese Temperatur nicht weiter gesenkt werden und die Abtrennungsrate sinkt dadurch. So wie in Abschnitt 2.4.3 für den Mehrstromwärmeübertrager beschrieben, verhindert in diesem Lastbereich die Pinch Point Problematik, dass bei Teillast die untere Grädigkeit zwischen CO₂-Kühlkreislauf und dem Rauchgas am Eintritt der zweiten Abtrennungsstufe deutlich sinkt. Dadurch ist die Temperatur in der zweiten Stufe bei 40 % und bei 50 % Last nahezu gleich (Abbildung 4.29).

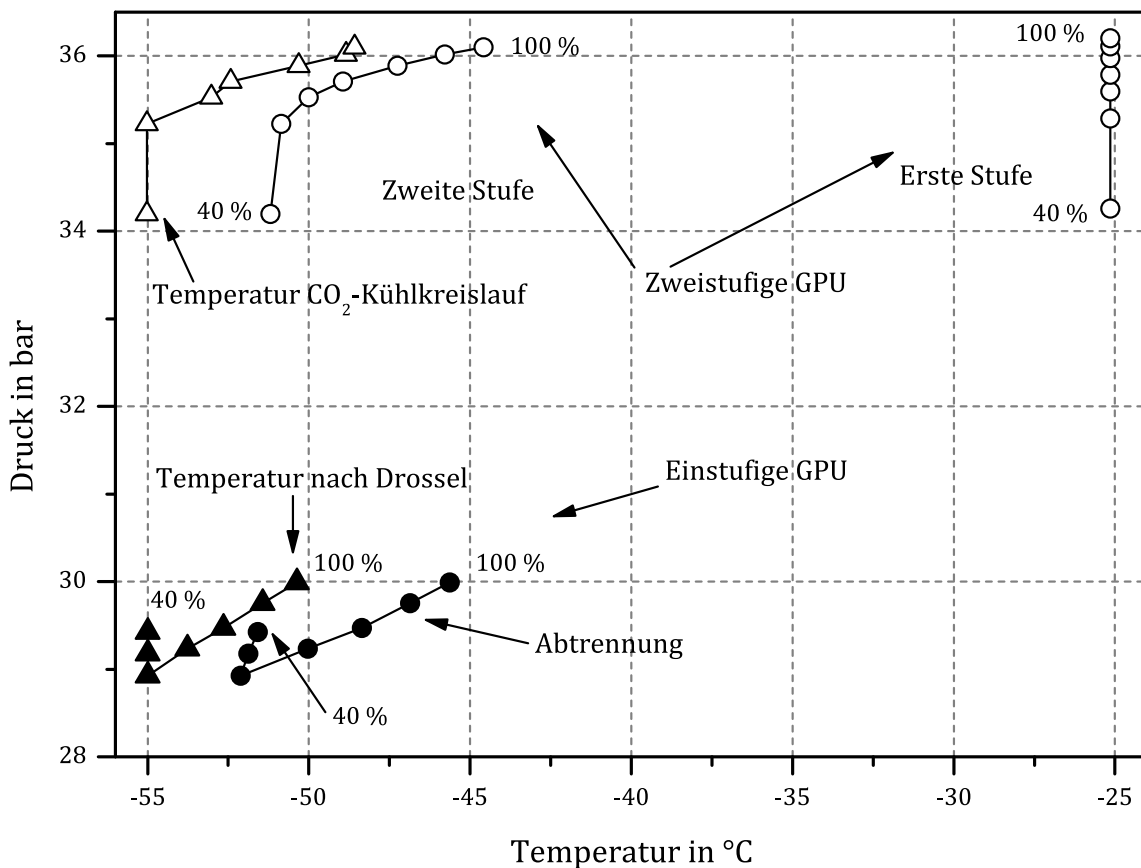


Abbildung 4.29: Betriebsweise der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation. Mit runden Symbolen sind die Betriebspunkte (Druck und Temperatur) der Abtrennungsstufen für das Falschlufszzenario 2%,m (leere Symbole) von 40 % Last bis 100 % Last dargestellt. Zusätzlich sind die zugehörigen Temperaturen am Austritt der CO₂-Drossel des Kühlkreislaufs (roter Punkt in Abbildung 2.8) mit dreieckigen Symbolen dargestellt. Die Betriebspunkte der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (volle Symbole) sind in Abschnitt 4.4.3 beschrieben.

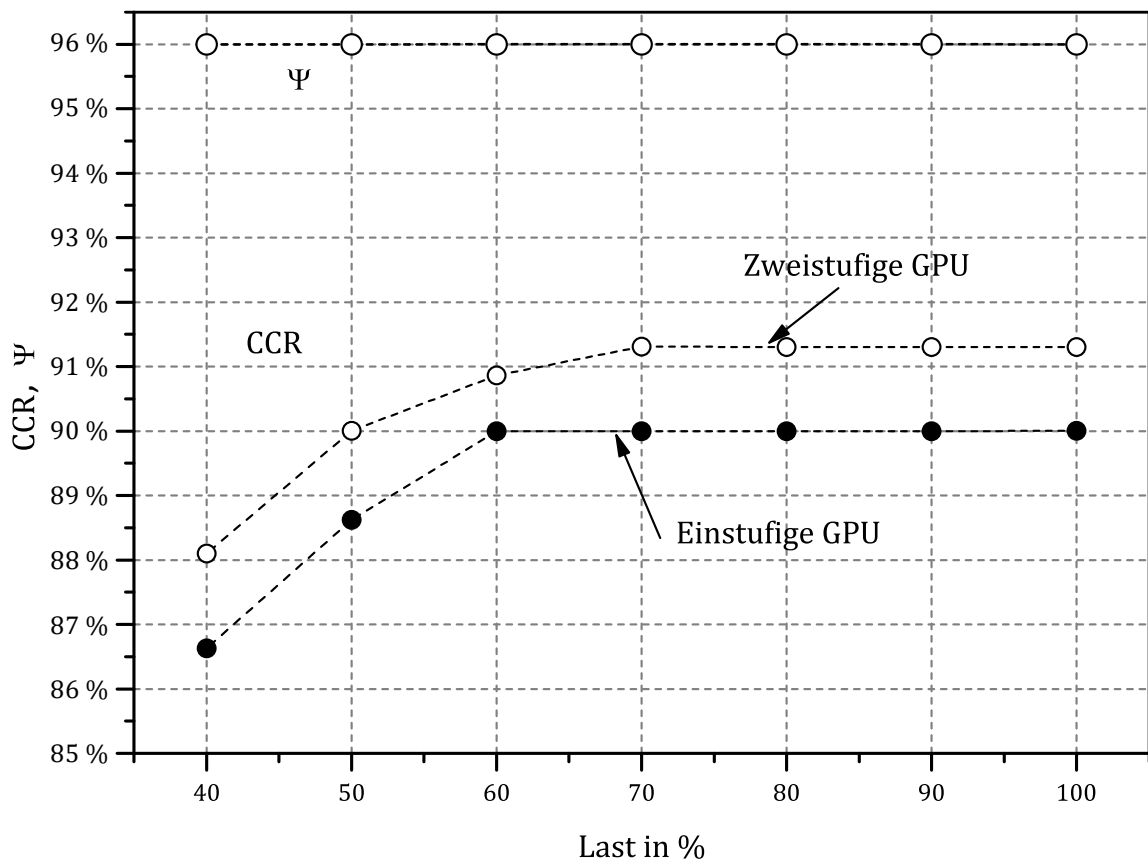


Abbildung 4.30: Abtrennungsrate CCR und CO₂-Reinheit Ψ der ein- und der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last für 2%,m. Die CO₂-Reinheit der GPU mit einstufiger partieller Kondensation wird von der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation verdeckt.

Die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation weist im gesamten Lastbereich eine höhere Abtrennungsrate im Vergleich zur GPU mit einstufiger partieller Kondensation auf. Bei Teillast kann die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation bei Lasten unter 50 % die Abtrennungsrate von 90 % nicht halten. Bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation ist dies bereits bei Lasten unterhalb von 60 % der Fall.

Die Zusammensetzungen von Restgas und CO₂ der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation sind in Abbildung 4.31 und Abbildung 4.32 dargestellt. Durch die höhere Abtrennungsrate ist der CO₂-Anteil im Restgas im gesamten Lastbereich niedriger als bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation. Da bei ihr wie bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation die Abtrennungsrate ab 60 % Last abfällt, fällt der CO₂-Anteil zwischen 60 % und 40 % nicht weiter ab, da das nicht abgetrennte CO₂ im Restgas anfällt. Entsprechend der Rauchgaszusammensetzung am Eintritt in die GPU steigt der Stickstoffanteil ebenso wie bei der einstufigen

partiellen Kondensation bei Teillast an und der Sauerstoffanteil sinkt. Die in Abschnitt 4.4.3 gemachten Betrachtungen zur Zusammensetzung von CO₂ und Restgas gelten auch für die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.

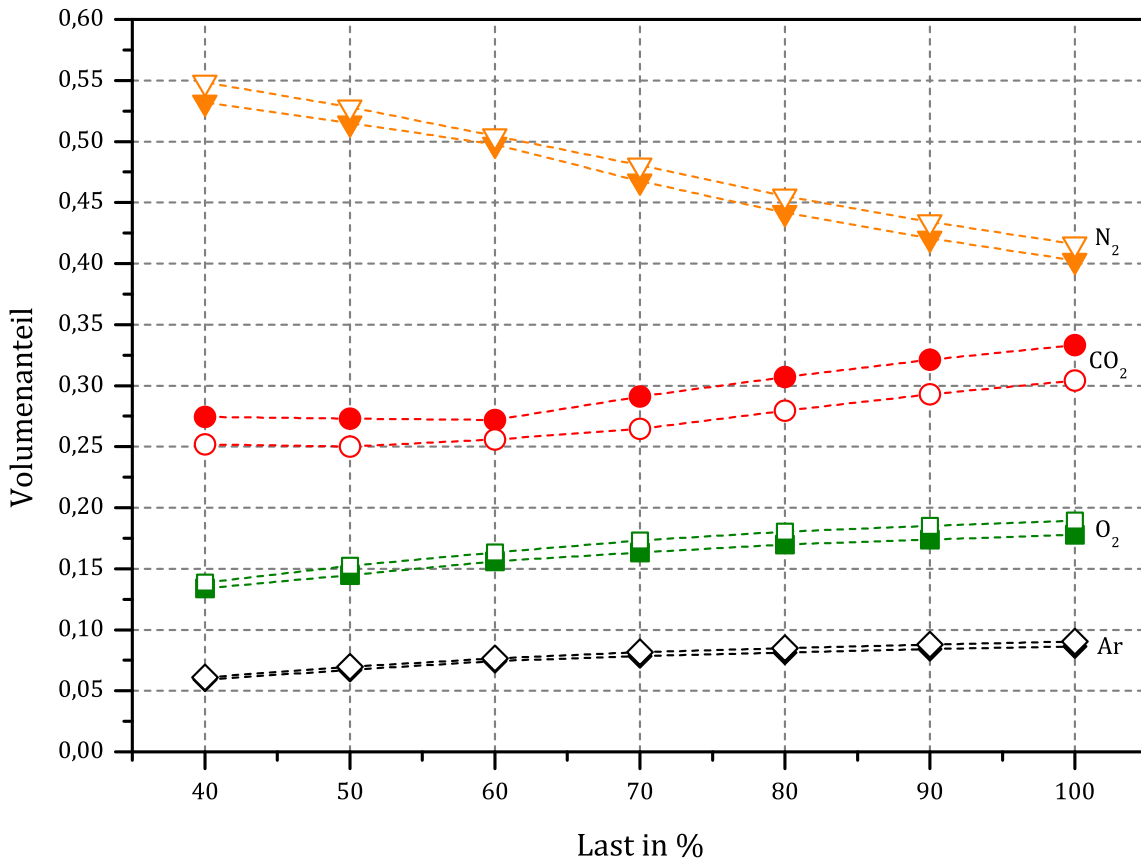


Abbildung 4.31: Volumenanteile des Restgasstroms der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last beim Falschlufiszzenario 2%,m (leere Symbole). Zum Vergleich die Stoffanteile der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (volle Symbole).

Die Zusammensetzung des CO₂-Stroms ist für beide GPU Varianten praktisch gleich (Abbildung 4.32), wodurch die Symbole und Linien einander überdecken. Die Reinheit ist bei beiden konstant 96 % im gesamten Lastbereich. Auch die Verteilung der Begleitstoffe ist in allen Lastpunkten praktisch identisch. Die in Abschnitt 4.4.3 getroffenen Aussagen zur Zusammensetzung des CO₂-Stroms bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (Abbildung 4.24) gelten entsprechend auch für die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.

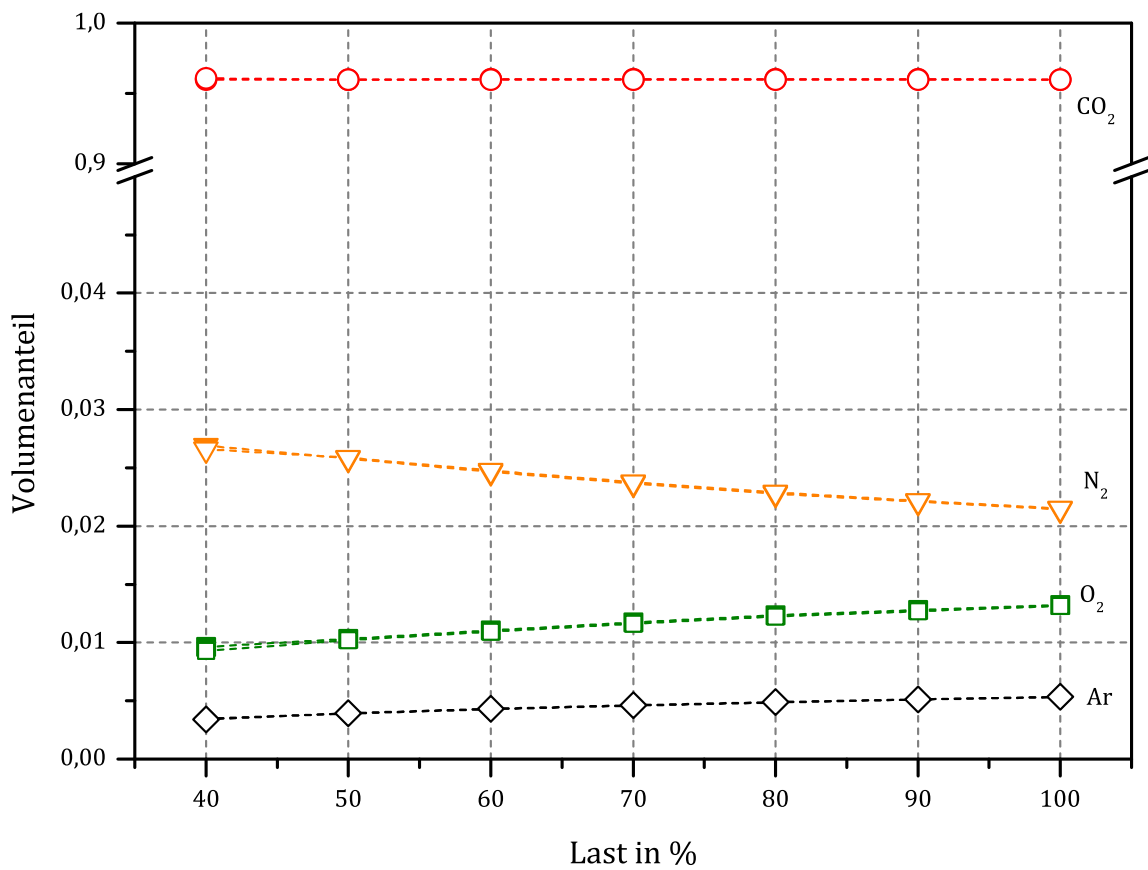


Abbildung 4.32: Volumenanteile des CO₂ der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last des Falschluftszenarios 2%,m (leere Symbole). Zum Vergleich die Stoffanteile der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (volle Symbole), die wegen der nahezu gleichen Zusammensetzung überdeckt werden.

Die Vorverdichtung der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation erfolgt auf ein höheres Druckniveau als bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (Abbildung 4.29). Deswegen liegt der elektrische Leistungsbedarf für die Vorverdichtung bei der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation im gesamten Lastbereich über dem der GPU mit einstufiger partieller Kondensation. Der elektrische Leistungsbedarf des Endverdichters der GPU mit einstufiger partieller Kondensation ist ungefähr so hoch wie die Summe der Leistungsbedarfe der CO₂-Pumpe und der Verdichter in den Kühlkreisläufen (Ammoniak und CO₂). Da die Abwärme aus den Kühlkreisläufen bei der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation von den Expandern teilweise zurückgewonnen werden kann, liefern diese entsprechend im gesamten Lastbereich eine höhere elektrische Leistung. Die Knicke in den Kurven sind durch das teilweise Abschalten der Stränge der Verdichter begründet, wodurch

es zwischen den diskreten gerechneten Lastfällen zu Sprüngen kommt. In Summe ergibt sich für beide GPU ungefähr der gleiche Leistungsbedarf, der von 48 MW bei Nennlast auf ca. 22 MW bei 40 % Last weitestgehend linear sinkt. Der Leistungsbedarf sinkt somit zwar linear auf ca. 45 % des Nennbedarfs bei 40 % Last ab, allerdings sinkt bei niedrigen Lasten (40 %, 50 %) auch zusätzlich die Abtrennungsrate ab.

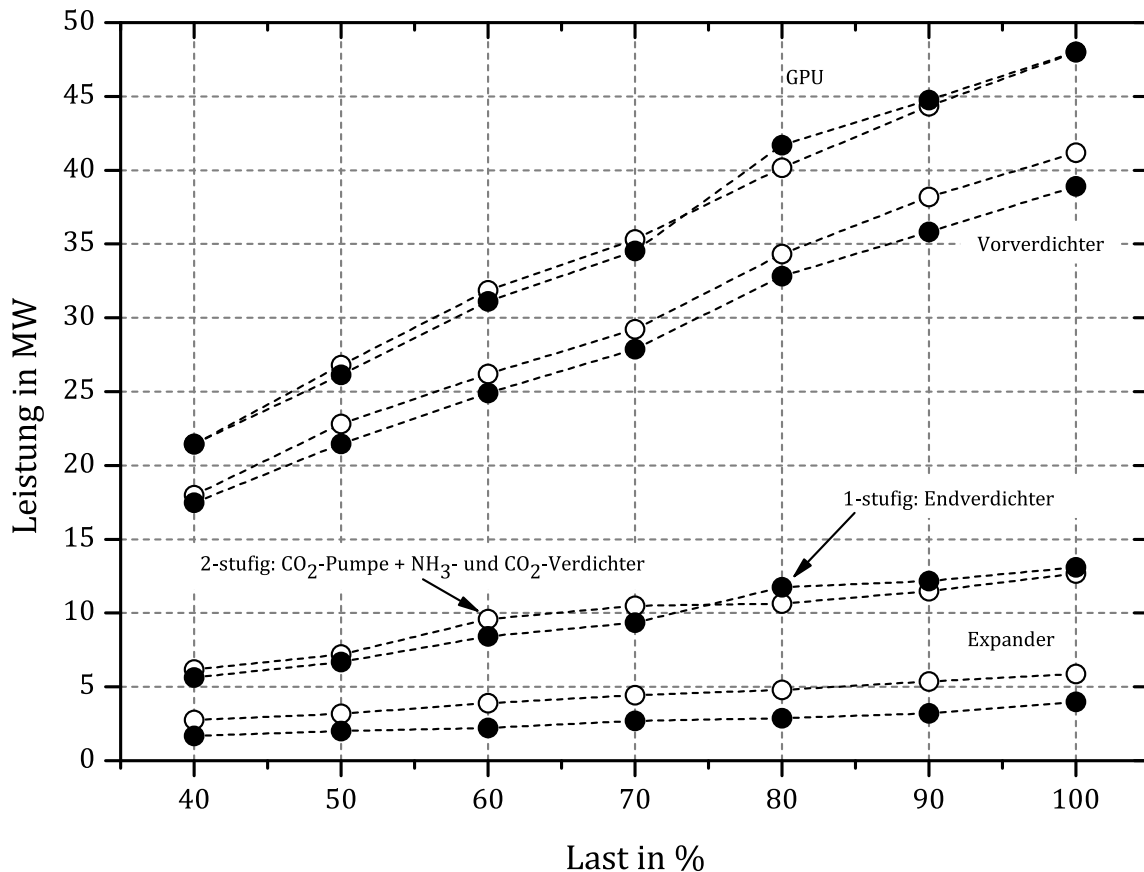


Abbildung 4.33: Elektrische Leistungen der Hauptaggregate der GPU mit einstufiger (volle Symbole und gestrichelte Linien) und zweistufiger (leere Symbole mit gestrichelten Linien) partieller Kondensation für 2%,m in Abhängigkeit von der Last

Wegen der weitestgehend gleichbleibenden Zusammensetzung des Rauchgases (siehe Abbildung 4.18) im Falschlufiszzenario 2%,const im gesamten Lastbereich ist der spezifische Energiebedarf der GPU mit einstufiger partieller Kondensation in diesem Szenario relativ unabhängig vom Lastpunkt des vorgeschalteten Verbrennungsprozesses. Die Auswirkungen des Abschaltens der Verdichterstränge bei Teillast dominieren den spezifischen Energiebedarf (unstetiger Verlauf zwischen 80 % und 70 % Last bzw. 60 % und 50 % Last), der so zwischen

0,128 kWh/(kg abgetr. CO₂) und 0,142 kWh/(kg abgetr. CO₂) schwankt. Der spezifische Energiebedarf pro Kilogramm abgetrennten CO₂ ist bei der GPU mit zwei-stufiger partieller Kondensation bei Nennlast ungefähr 0,03 kWh/(kg abgetr. CO₂) niedriger als bei der GPU mit einstufiger partieller Kondensation (ca. 0,125 kWh/(kg abgetr. CO₂) zu ca. 0,128 kWh/(kg abgetr. CO₂)). Bei Teillast steigt der spezifische Energiebedarf im Falschluftzenario 2%,m bei beiden Varianten der GPU auf 0,145 – 0,147 kWh/(kg abgetr. CO₂) an. Wie oben erwähnt, nimmt ab 60 % Last der Falschluftanteil bei 2%,m merklich zu (Abbildung 4.1) und der spezifische Bedarf zur CO₂-Abtrennung steigt an (siehe Abschnitt 2.4.2).

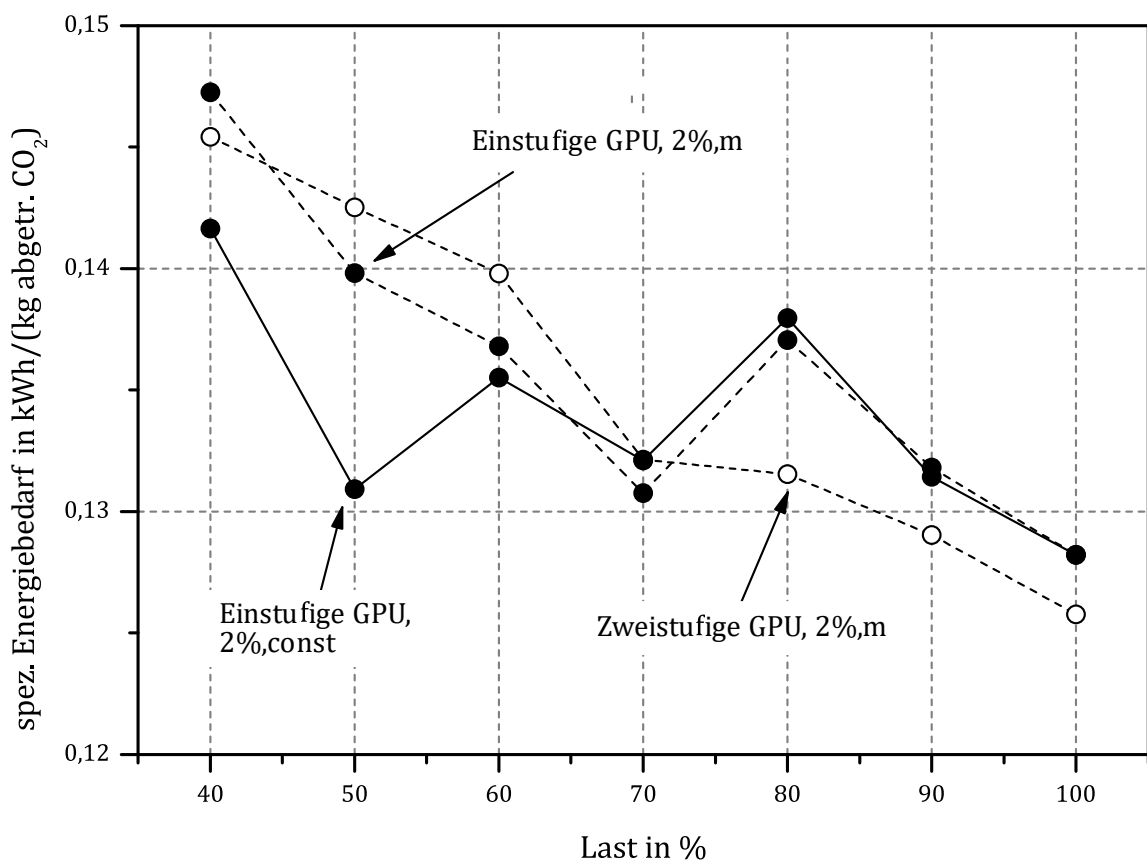


Abbildung 4.34: Spezifischer elektrischer Energiebedarf der GPUs in Abhängigkeit von der Last

4.5 Gesamtprozess

Im Gegensatz zur Betrachtung des Verhaltens der Teilbereiche des Prozesses sind beim Gesamtprozess vor allem der Wirkungsgrad, die Zusammensetzung der Verluste und die spezifischen CO₂-Emissionen von Interesse. Der Bruttowirkungsgrad des Gesamtprozesses liegt bei Nennlast über dem eines vergleichbaren konventionellen Kraftwerks [42], da der Rauchgasmassenstrom

niedriger ist, der den Dampferzeuger verlässt (nicht rezirkuliert wird). Dadurch wird über den Rauchgasmassenstrom weniger Wärme aus dem Dampferzeuger ausgetragen und der Wirkungsgrad des Dampferzeugers ist größer als beim konventionellen Kraftwerk. Bei Teillast fällt der Bruttowirkungsgrad in gleicher Weise wie beim konventionellen Kraftwerk ab, sodass er ausgehend von ca. 50 % bei Nennlast auf ca. 46,5 % bei 40 % Last sinkt. Der lastabhängige Verlauf des Wirkungsgrads entspricht damit qualitativ dem eines vergleichbaren konventionellen Kraftwerks und dem eines Kraftwerks mit PCC (vergleiche [35]). Dabei hat die Falschlufft nur einen minimalen negativen Einfluss, was sich in den übereinanderliegenden Kurven in Abbildung 4.35 zeigt. Erst bei einem größeren Unterschied im Falschluffanteil (40 % Last) zeigt sich ein sichtbarer Unterschied des Bruttowirkungsgrads.

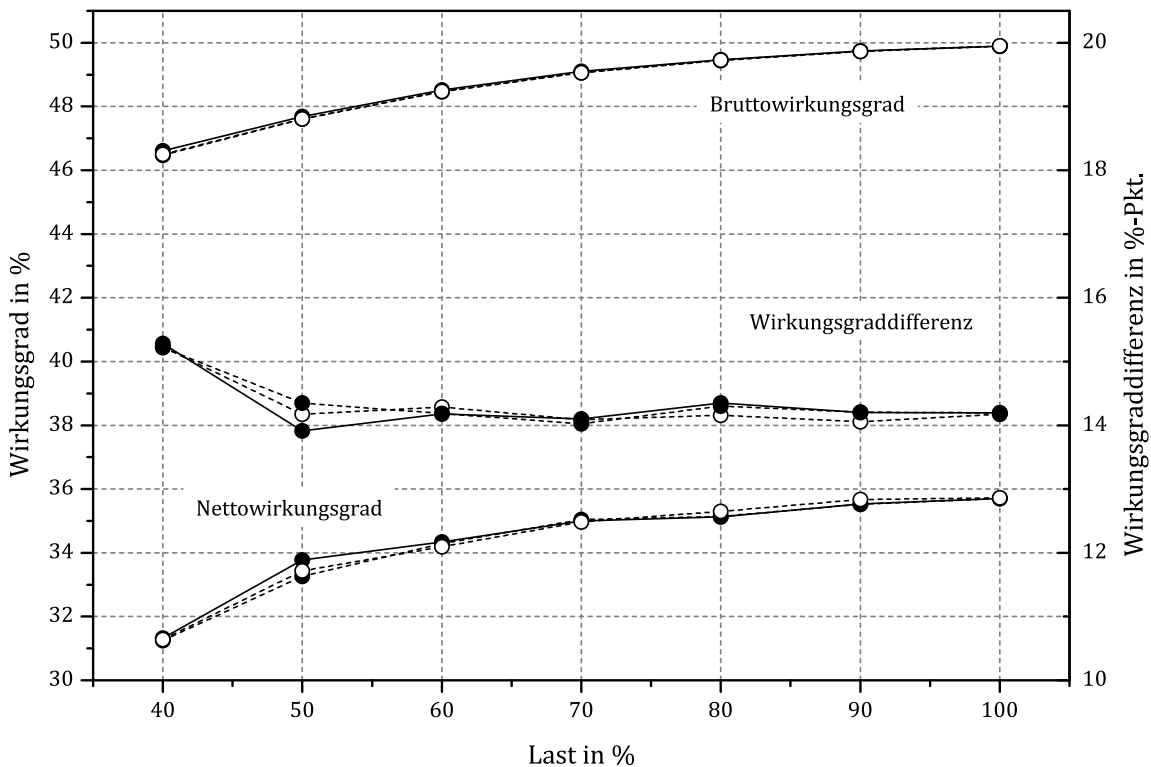


Abbildung 4.35: Wirkungsgrade des Gesamtprozesses bei Teillast. Volle Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Werte für 2%,const und die GPU mit einstufiger partieller Kondensation, volle Symbole und gestrichelte Linie die Werte für 2%,m und die GPU mit einstufiger partieller Kondensation, leere Symbole mit gestrichelten Linien für 2%,m und die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation.

Da die für die CO₂-Abtrennung bereitgestellte Energie primär durch die elektrischen Bedarfe von LZA und GPU bestimmt wird, ergibt sich eine große

Differenz zwischen Brutto- und Nettowirkungsgrad. Diese Differenz ist im Lastbereich von 50 % bis 100 % weitestgehend konstant bei ca. 14,2 %-Pkt. Bei 40 % Last steigt die Wirkungsgraddifferenz auf ca. 15,2 % an, da der spezifische Energiebedarf der LZA (Abbildung 4.16) durch den Rezirkulationsbetrieb der Verdichter höher ist. Der Nettowirkungsgrad, der von ca. 36 % bei Nennlast mit dem Bruttowirkungsgrad in gleicher Weise gesunken ist, liegt dadurch bei 40 % Last bei ca. 31 %. Auch hier gibt es keinen qualitativen Unterschied zum Kraftwerk mit PCC (vergleiche [35]). Die Nettowirkungsgrade aller drei Varianten liegen im gesamten Lastbereich auf einem ähnlichen Niveau. Der durch das Verhalten der Verdichter sehr niedrige spezifische Energiebedarf der GPU mit einstufiger partieller Kondensation beim Falschlufiszzenario 2%,const (Abbildung 4.28 und Abbildung 4.34) bei 50 % Last spiegelt sich im Nettowirkungsgrad wieder, der etwas aus dem gleichmäßigen Verlauf der Kurven heraussticht und mit dem Lastpunkt 40 % den Einfluss der Konfiguration (Anzahl der Verdichter, etc.) auf den Wirkungsgrad bei Teillast verdeutlicht.

Die Bedarfe der großen elektrischen Verbraucher in Abhängigkeit von der Last sind in Abbildung 4.36 exemplarisch für das Falschlufiszzenario 2%,m mit der GPU mit einstufiger partieller Kondensation dargestellt. Für die anderen Varianten zeigt sich ein nahezu identisches Verhalten. Kühlwasserpumpen, Speisewasserpumpen, LZA und GPU haben in Summe einen elektrischen Bedarf von ca. 160 MW bei 100 % Last. Die übrigen Verbraucher haben demgegenüber eine geringere elektrische Leistung von ca. 10 MW.

Der Leistungsbedarf der Kühlwasserpumpen bleibt nahezu konstant. Ein großer Teil des Kühlwassers wird mit lastunabhängigem Massenstrom durch den Kondensator geführt. Die Schwankungen resultieren aus den unterschiedlichen Kühlbedarfen durch GPU und LZA, die je nach den Lastpunkten der Verdichter unterschiedlich sind. Der Bedarf der Speisewasserpumpen sinkt gleichmäßig mit der Last. Der Rezirkulationsbetrieb der LZA bei 40 % Last zeigt sich im Knick um 50 % Last. Da die Bedarfe gestapelt dargestellt sind, findet sich dieser Knick auch im Gesamtbedarf (gestrichelte Linie) und bei der GPU wieder, die dementsprechend einen relativ kontinuierlich sinkenden Bedarf bei Teillast haben.

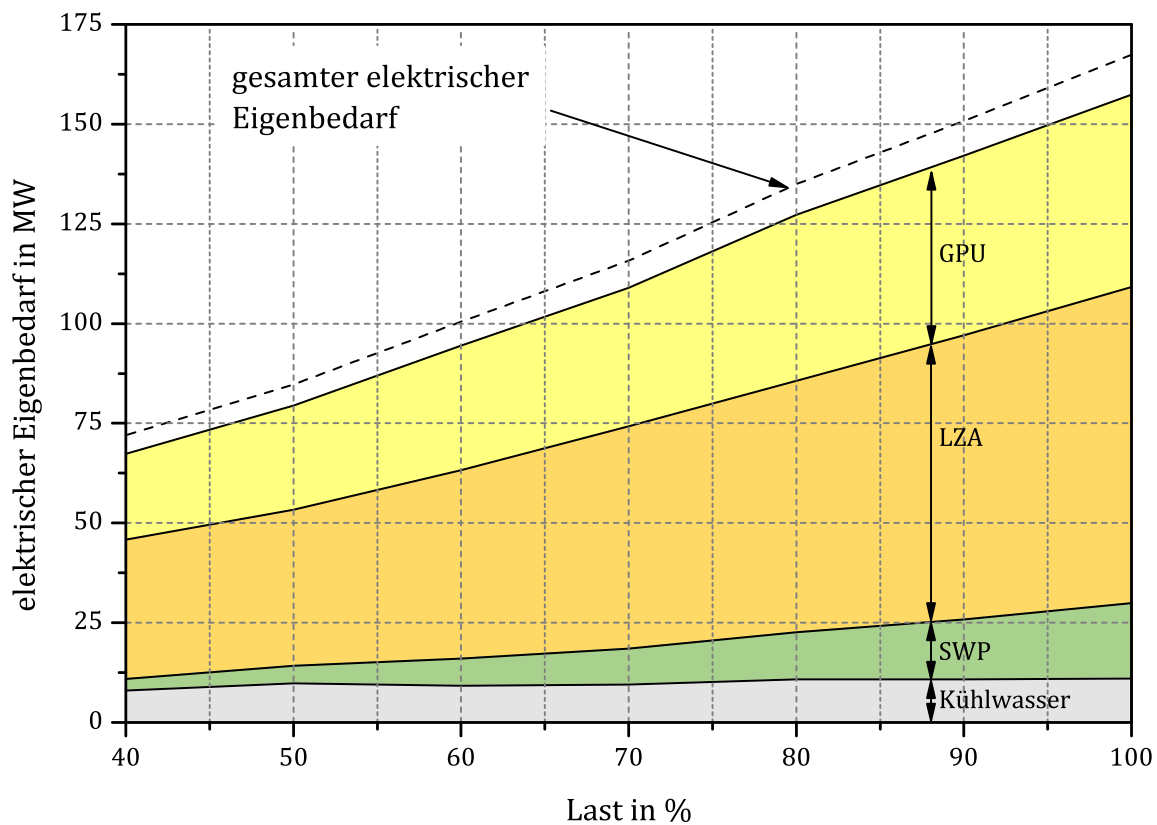


Abbildung 4.36: Elektrischer Eigenbedarf der Hauptverbraucher (GPU, LZA, Speisewasserpumpe (SWP) und Kühlwasserpumpen) für 2%,m und GPU mit einstufiger partieller Kondensation in Abhängigkeit von der Last. Die Differenz des gesamten elektrischen Eigenbedarfs (gestrichelte Linie) zu den gestapelt dargestellten Haupteigenbedarfen ist der elektrische Eigenbedarf der übrigen Kraftwerkskomponenten.

Aus dem Bruttowirkungsgrad zusammen mit den Eigenbedarfen ergibt sich der oben dargestellte Nettowirkungsgrad, der jedoch die CO₂-Abtrennungsrate des Prozesses nicht berücksichtigt. Wenn die Abtrennungsrate konstant und in allen betrachteten Varianten gleich ist, dann ist der Nettowirkungsgrad eine geeignete Kennzahl zur energetischen Bewertung des Prozesses. Da die Abtrennungsrate diese Kriterien in dieser Arbeit nicht erfüllt, wird dies durch die in Abbildung 4.37 dargestellten lastabhängigen spezifischen CO₂-Emissionen beschrieben.

Durch den konstanten Falschlufanteil im Falschlufscenario 2%,const ist dieses Szenario in Kombination mit der GPU mit einstufiger partieller Kondensation die einzige Variante, in der die Abtrennungsrate im gesamten Lastbereich größer/gleich 90 % ist. Die spezifischen CO₂-Emissionen steigen von ca. 96 g/kWh bei 100 % Last auf ca. 110 g/kWh bei 40 % Last an und sind das Ergebnis des sinkenden Wirkungsgrads (Abbildung 4.37). Bei der Kombination der GPU mit einstufiger

partieller Kondensation mit 2%,m gleichen sich die spezifischen CO₂-Emissionen mit denen bei 2%,const, solange der Falschluffanteil nicht zu stark ansteigt (siehe Abbildung 4.1). Ab 60 % Last steigt der Falschluffanteil so stark an, dass die Abtrennungsrate deutlich sinkt und dadurch die CO₂-Emissionen bis auf ca. 148 g/kWh bei 40 % Last steigen. Das Falschluffzenario 2%,m mit der GPU mit zweistufiger partieller Kondensation ermöglicht im gesamten Lastbereich geringere spezifische CO₂-Emissionen als die GPU mit einstufiger partieller Kondensation. Ausgehend von ca. 84 g/kWh bei 100 % Last steigen sie bis auf ca. 131 g/kWh bei 40 % Last, da auch die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation die Abtrennungsrate nicht im gesamten Lastbereich bei 90 % halten kann.

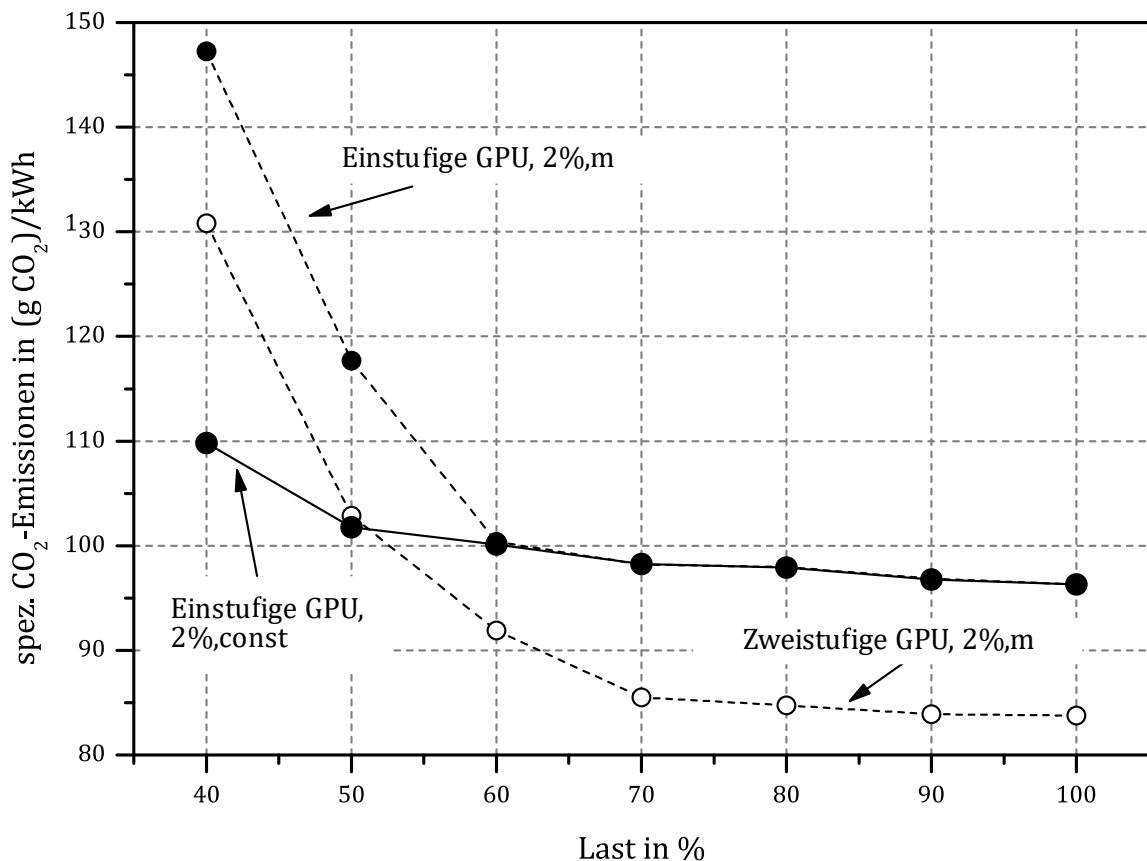


Abbildung 4.37: Spezifische CO₂-Emissionen des Prozesses in Abhängigkeit von der Last

5 Zusammenfassung

Der Oxyfuel-Prozess wird seit geraumer Zeit erforscht und ist im Pilotmaßstab erfolgreich betrieben worden. Dabei wurde der Prozess unter verfahrenstechnischen und energetischen Gesichtspunkten eingehend bei Nennlast beleuchtet. Diese Arbeit betrachtet das Verhalten des steinkohlebefeueren Oxyfuel-Prozesses bei Teillast und zeigt Einschränkungen und technische Grenzen auf, die aus dem Teillastbetrieb resultieren. Die Ergebnisse der Arbeit lassen sich auch auf den Oxyfuel-Prozess mit anderen Festbrennstoffen übertragen.

Im Bereich des Dampferzeugers und in den Rauchgaskanälen und -reinigungsanlagen gelangt Falschlufft in den Prozess. Ein Falschlufftanteil von 2 % bei Nennlast wird als realistisch angesehen. Ausgehend von diesem Falschlufftanteil bei Nennlast, werden in dieser Arbeit mit einem lastunabhängigen konstanten Falschlufftanteil von 2 % (2%,const) und mit einem lastunabhängigen konstanten Falschlufftmassenstrom (2%,m) die minimal und maximal zu erwartende Falschlufftmenge bei Teillast in den Untersuchungen betrachtet. Hierbei wird davon ausgegangen, dass die Falschlufftmenge einer realen Anlage eher lastunabhängig ist (2%,m). Ein Falschlufftanteil von 2 % bei Nennlast bedeutet dann einen Falschlufftanteil von ca. 4,5 % bei 40 % Last. Ein Falschlufftanteil von 6 % (schon zu hoch für eine Abtrennungsrate von 90 %) bei Nennlast führt entsprechend zu einem Falschlufftanteil von 14 % bei 40 % Last. Bei geringeren Lasten bis in den Bereich der Schwachlast steigt der Falschlufftanteil weiter an. Zusätzlich kann der Falschlufftanteil mit dem Alter der Anlage deutlich zunehmen.

Da die Sauerstoffmenge für die Verbrennung durch die LZA unabhängig von der Rauchgasrezirkulation gesteuert werden kann, ist es möglich, die lokale Sauerstoffzahl unabhängig von der Kraftwerkslast konstant zu halten. Die Volumenstromkennlinie des Dampferzeugers (λ -Kennlinie beim konventionellen Kraftwerk) zur lastabhängigen Steuerung der Wärmeverteilung im Dampferzeuger führt deshalb nicht zu einer erhöhten Sauerstoffzahl bei Teillast. Allerdings sinkt der Sauerstoffanteil im Rauchgas vor der Verbrennung in Abhängigkeit von der Volumenstromkennlinie ab 50 % Last unter jenen des Luftfalls. In diesem Fall ist gegebenenfalls eine geänderte Auslegung der Brenner notwendig, um auch bei niedrigen Lasten eine zufriedenstellende Verbrennung zu erreichen. Die Auswirkungen der Volumenstromkennlinie auf die Rauchgaszusammensetzung sind vernachlässigbar.

Auch beim Einsatz von drei parallel geschalteten LZA mit je zwei Verdichtern kann nicht der gesamte Lastbereich des Kraftwerks optimal abgedeckt werden. Bei

40 % Last muss bei den Verdichtern auf den Rezirkulationsbetrieb zurückgegriffen werden, wodurch der spezifische Energiebedarf ansteigt. Die Trennkolonnen begrenzen den Betrieb des Kraftwerks erst bei Lasten unterhalb von 17 % des Sauerstoffmassenstroms bei Nennlast. Soll der gesamte Lastbereich abgedeckt werden, so muss entweder die Verdichter Anzahl erhöht werden ($3 \times 33 \%$ je LZA) oder über Speichermöglichkeiten für den Sauerstoff nachgedacht werden, um Lücken abzudecken. Beides ist mit höheren Kosten verbunden. Der Sauerstoffspeicher bietet zusätzlich das Potenzial, durch das An- und Abschalten der LZA Regelleistung bereitzustellen.

Die Abtrennungsrate der GPU bei Teillast wird durch zwei Effekte maßgeblich beeinflusst:

1. die Rauchgaszusammensetzung in Abhängigkeit von der Falschluff
2. Temperaturgrenzen innerhalb des Prozesses durch den Tripelpunkt des CO_2 ($-55 \text{ }^\circ\text{C}$).

Dies gilt für die GPU mit einstufiger und die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation. Es handelt sich um physikalische Grenzen, die nicht einfach durch einen erhöhten Energiebedarf ausgeglichen werden können. Sonstige anlagentechnische Grenzen beim Teillastbetrieb der GPU sind nicht zu erwarten.

Diese Arbeit stellt das Teillastverhalten der in der Forschung und in Demonstrationsanlagen bevorzugten GPU-Konfiguration, d. h. mit einstufiger partieller Kondensation und interner Kälteerzeugung sowie mit zweistufiger partieller Kondensation und externer Kälteerzeugung, dar. Keine der beiden GPU kann im gesamten Lastbereich für $2\%,m$ eine CO_2 -Abtrennungsrate $\geq 90 \%$ erreichen. Die GPU mit einstufiger partieller Kondensation erfüllt die Anforderungen, falls der Falschluffanteil über den gesamten Lastbereich konstant 2% beträgt. Dafür sind verstärkte Maßnahmen zur Vermeidung von Falschluff notwendig. Es ist fraglich, ob sich die erhöhten Investitionen zur Vermeidung von Falschluff im Bereich des Dampferzeugers rentieren, um dafür eine kostengünstigere GPU einsetzen zu können, die zudem höhere spezifische CO_2 -Emissionen als die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation aufweist. Bei dem als realistischer einzuschätzenden Falschluffzenario $2\%,m$ mit dem bei Teillast ansteigendem Falschluffanteil ist der Einsatz der GPU mit einstufiger partieller Kondensation nicht sinnvoll.

Die GPU mit zweistufiger partieller Kondensation weist bei gleichem Wirkungsgrad im gesamten Lastbereich niedrigere spezifische CO₂-Emissionen auf. Die Abtrennungsrate ist zwischen Nennlast und 70 % Last ca. 91,7 % und bis 60 % Last ≥ 90 %, wodurch sich je nach Betriebsweise des Kraftwerks eine zeitlich gemittelt ausreichende Abtrennungsrate ergeben kann. Auch bei dieser GPU muss der Falschlufteintrag weiter gesenkt werden, damit bei Lasten unterhalb von 60 % eine Abtrennungsrate von 90 % eingehalten werden kann. Der Oxyfuel-Prozess mit maximierter CO₂-Abtrennung, wie er in [17] entwickelt wurde, bietet das Potenzial, auch bei Falschluffanteilen, wie sie bei Teillast auftreten (6 %), eine Abtrennungsrate größer 90 % zu erreichen. Dazu wird das Restgas einer GPU mit zweistufiger partieller Kondensation durch einen weiteren Abtrennungsprozess behandelt. Unter Berücksichtigung der Teillast ist dies das erfolgversprechendste Konzept, wenn eine hohe Abtrennungsrate im gesamten Lastbereich gefordert ist.

Durch den erhöhten Falschluffanteil bei Teillast im Vergleich zur Nennlast ist die alleinige Betrachtung der Nennlast nicht hinreichend, um den Oxyfuel-Prozess prozesstechnisch und energetisch zu bewerten. Im Gegensatz zum konventionellen Kraftwerk muss bei Teillast nicht nur ein deutlicher Wirkungsgradverlust hingenommen werden. Je nach Prozessgestaltung kann auch das Ziel der CO₂-Abtrennung bei Teillast nicht im gewünschten Umfang erreicht werden. Wie in allen anderen Untersuchungen zur Bewertung des Oxyfuel-Prozesses kommt auch bei Teillast der Falschluff die entscheidende Bedeutung zu.

Literatur

- [1] WATSON, R.T.; CORE WRITING TEAM (EDS.): *Climate Change 2001: Synthesis Report. A Contribution of Working Groups I, II, and III to the Third Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, 2001
- [2] CORE WRITING TEAM; PACHAURI, R.K; REISINGER, A.: *Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change / Intergovernmental Panel on Climate Change*. 2007
- [3] CORE WRITING TEAM; PACHAURI, R.K.; MEYER, L.A.: *Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change / Intergovernmental Panel on Climate Change*. 2014
- [4] EDENHOFER, Ottmar; PICHs-MADRUGA, Ramon; SOKONA, Youba; MINCX, Jan C.; FARAHANI, Ellie; KADNER, Susanne; SEYBOTH, Kristin; ADLER, Anna; BAUM, Ina; BRUNNER, Steffen; EICKEMEIER, Patrick; KRIEMANN, Benjamin; SAVOLAINEN, Jussi; SCHLÖMER, Steffen; VON STECHOW, Christoph; ZWICKEL, Tim: : *Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, 2014
- [5] ARBEITSGRUPPE ERNEUERBARE ENERGIEN - STATISTIK: *Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland im Jahr 2022*. https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Redaktion/DE/Downloads/entwicklung-der-erneuerbaren-energien-in-deutschland-2022.pdf?__blob=publicationFile&v=3
- [6] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Stromerzeugung 2022: Ein Drittel aus Kohle, ein Viertel aus Windkraft; 09.03.2023*. https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2023/03/PD23_090_43312.html. – Abruf am 13.08.2023
- [7] PRESSE- UND INFORMATIONSAMT DER BUNDESREGIERUNG: *Von der Kohle zur Zukunft; 24.03.2023*. online. <https://www.bundesregierung.de/breg-de/schwerpunkte/klimaschutz/kohleausstieg-1664496>. – Abruf am 13.08.2023
- [8] HAMBURGER ENERGIEWERKE GMBH: *Technologien*. online. <https://www.energiepark-tiefstack.de/technologien>. – Abruf am 13.08.2023
- [9] BMUB, REFERAT KI I 1: *Klimaschutzbericht 2015 - Zum Aktionsprogramm Klimaschutz 2020 der Bundesregierung / Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit*. 2015
- [10] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY: *Coal*. online. <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/coal>. – Abruf am 28.02.2020

-
- [11] WITSCH, Kathrin; HANDELSBLATT GMBH (Hrsg.): *Chinas Kohlepläne bringen die weltweiten Klimaziele in Gefahr*; 21.01.2019. online. https://www.handelsblatt.com/unternehmen/energie/global-energy-monitor-chinas-kohleplaene-bringen-die-weltweiten-klimaziele-in-gefahr/-v_detail_tab_comments/25250284.html. – Abruf am 13.08.2023
- [12] SPIEGEL ONLINE; DER SPIEGEL GMBH & Co. KG (Hrsg.): *China genehmigt dutzende neue Kohlekraftwerke*; 27.02.2023. online. https://www.spiegel.de/wirtschaft/china-genehmigt-dutzende-neue-kohlekraftwerke-a-2d026083-c2a2-40ee-bf85-cf7b4b07569d?sara_ref=re-xx-cp-sh. – Abruf am 13.08.2023
- [13] WORLD ENERGY OUTLOOK TEAM: *World Energy Outlook / International Energy Agency*. Version: November 2019. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019>. 2019
- [14] KATHER, Alfons; HERMSDORF, Christian; KLOSTERMANN, Mathias: *Der kohlebefeuerte Oxyfuel-Prozess - Grundlagen zur Dampferzeugergestaltung und Möglichkeiten zur Verminderung der Verunreinigung im CO₂*. In: *VGB PowerTech 4* (2007), S. 84 – 91
- [15] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE: *Innovationen für die Energiewende - 7. Energieforschungsprogramm der Bundesregierung / Bundesministerium für Wirtschaft und Energie*. https://www.fona.de/medien/pdf/7_Energieforschungsprogramm_der_Bundesregierung.pdf. – Abruf am 13.08.2023
- [16] HACKBUSCH, Norbert: *Bericht des Ausschusses für öffentliche Unternehmen über die Drucksache 22/8914: Berichterstattung zur Fusion der Wärme Hamburg GmbH mit der Hamburg Energie GmbH zur Hamburger Energiewerke GmbH (Senatsmitteilung)*. https://www.buergerschaft-hh.de/parldok/dokument/82494/-bericht_des_ausschusses_fuer_oeffentliche_unternehmen_ueber_die_drucksache_22_8914_berichterstattung_zur_fusion_der_waerme_hamburg_gmbh_mit_der_hambur.pdf
- [17] DICKMEIS, Jens: *Maximierung der CO₂-Abtrennung beim kohlebefeierten Oxyfuel-Prozess mit kryogener Luftzerlegungsanlage*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2015
- [18] BRANDT, Mathias; GMBH, Statista (Hrsg.): *China forciert Erneuerbare-Energien-Ausbau*. <https://de.statista.com/infografik/30417/prognose-anteil-weltweiter-gesamtkapazitaet-und-zubau-erneuerbare-energien/>. – Abruf 13.08.2023

- [19] KATHER, Alfons; EGGERS, Rudolf; HERMSDORF, Christian; KLOSTERMANN, Mathias; KÖPKE, Daniel; MIESKE, Karl: *Oxyfuel-Prozess für Steinkohle mit CO₂-Abscheidung / Technische Universität Hamburg-Harburg*. 2009
- [20] KATHER, Alfons; SCHEFFKNECHT, Günter: The oxycoal process with cryogenic oxygen supply. In: *Naturwissenschaften* (2009)
- [21] KLOSTERMANN, Mathias: *Energetische Betrachtungen zum Oxyfuel-Prozess unter der Berücksichtigung der Anforderungen an die CO₂-Reinheit*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., unveröffentlicht
- [22] KATHER, Alfons; KLOSTERMANN, Mathias; STOLTEN, Detlef (Hrsg.); SCHERER, Viktor (Hrsg.): *Kapitel 10. In: Efficient Carbon Capture for Coal Power Plants*. Wiley-VCH, 2011, S. 271–293
- [23] GÜNTHER, Claas: *Modellbasierte Auslegung von Dampferzeugern mit einer zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung unter Oxyfuel-Bedingungen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2015
- [24] WENG, Matthias: *Untersuchung des Wirkungsgradpotenzials eines Oxyfuel-Prozesses mit zirkulierender Wirbelschichtfeuerung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2016
- [25] BEGGEL, Franz J.; ENGELS, Stefan; MODIGELL, Michael; NAUELS, Nicolas: Oxyfuel combustion by means of high temperature membranes for air separation. In: *Fourth International Conference on Clean Coal Technologies*. 2009
- [26] RAINDL, Markus: *Rauchgaskondensation in Oxyfuel-Kraftwerken: Wärme- und Stoffübergangsmessungen sowie experimentelle Validierung eines effizienten Kondensationskonzeptes*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [27] RIETHMANN, T.; SANDER, F.; SPAN, R.: Modelling of a Supercharged Semi-Closed Oxyfuel Combined Cycle with CO₂ Capture and Analysis of the Part-Load Behavior. In: *9th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies*. 2008
- [28] HITZWEBEL, Jan: *Energetische Untersuchung des Gesamtprozesses eines erdgasbefeierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerks mit Oxyfuel-Technologie*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2017
- [29] KÖPKE, Daniel: *Verfahrenstechnik der CO₂-Abscheidung aus CO₂-reichen Oxyfuel-Rauchgasen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2010
- [30] KÜSTER, T.; EGGERS, R.: Liquefaction of oxyfuel flue gases: experimental results and modeling of heat transfer coefficients for pure CO₂. In: *7th Trondheim CCS Conference*. 2013
- [31] MIESKE, Karl: *Schadstoffbildung bei der Verbrennung im Oxyfuel-Prozess*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2010

- [32] DICKMEIS, Jens; SYRIGOS, Sebastian; KATHER, Alfons: Adecos Komponenten - Oxyfuel-Komponentenentwicklung und -prozessoptimierung, Projektbereich 2: Gasbehandlung / Institut für Energietechnik. 2015
- [33] IEAGHG: Operating Flexibility of Power Plants with CCS / International Energy Agency (IEA). 2012
- [34] LINNENBERG, Sebastian: *Optimierung der Auslegung und Untersuchung der Teillastfahrweise kohlebefeuerter Kraftwerke mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2012
- [35] ROEDER, Volker: *Flexibilität von kohlebefeuernten Dampfkraftwerken mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2015
- [36] HEES, Johannes; ZABRODIEC, Diego; MASSMEYER, Anna; HATZFELD, Oliver; KNEER, Reinhold: Experimental investigation into the influence of the oxygen concentration on a pulverized coal swirl flame in oxy-fuel atmosphere. In: *Fuel* 240 (2019), 3, S. 64–74
- [37] FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR KERAMISCHE TECHNOLOGIEN UND SYSTEME IKTS: *BMW fördert die Entwicklung eines Oxyfuel-Blockheizkraftwerks zur CO₂-Abtrennung*. online. https://www.ikts.fraunhofer.de/de/presse/news/12_12_2018_bmw_oxyfuel-blockheizkraftwerk.html. Version: 12 2018
- [38] FORTUM: *A full-scale carbon capture and storage (CCS) project initiated in Norway*. online. <https://www.fortum.com/media/2018/11/full-scale-carbon-capture-and-storage-ccs-project-initiated-norway>. Version: 2018. – Abruf am 28.02.2020
- [39] VGB POWERTECH: Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen / VGB PowerTech e.V. 2004
- [40] KOWNATZKI, Sven; PASCHKE, Benedikt; KATHER, Alfons: *CO₂-Reinheit für Abscheidung und Lagerung* / Technische Universität Hamburg-Harburg. 2013
- [41] KATHER, Alfons; SCHMITZ, Gerhard; HASENBEIN, Christoph; ROEDER, Volker; WISCHHUSEN, Stefan; GOTTELT, Friedrich; BRUNNEMANN, Johannes; WELLNER, Kai; NIELSEN, Lasse; SCHULZE, Christian: *DYNCAP - Dynamische Untersuchung von Dampfkraftprozessen mit CO₂-Abtrennung zur Bereitstellung von Regelenergie* / Technische Universität Hamburg-Harburg. 2015
- [42] KATHER, Alfons; PFAFF, Imo: *Vergleich der in COORETEC verfolgten Kraftwerksprozesse unter einheitlichen realitätsnahen Randbedingungen* / Institut für Energietechnik. Hamburg : TUHH, 2011. – 168 Bl. S. – Förderkennzeichen BMWi 0327742

- [43] BERGINS, C.; NIESBACH, J.; GWOSDZ, A.: *Feuerungssystem eines für den Oxyfuel-Betrieb ausgelegten Dampferzeugers*. <https://www.google.com/patents/WO2010108986A2?cl=de>. Version: September 30 2010. – WO Patent App. PCT/EP2010/053,930
- [44] RÜGGERBERG, Thomas; SEIER, Jochen; SCHIMKAT, Armin; AIGNER, Manfred; SCHEFFKNECHT, Günter; KRUHL, Jörg; EWERS, Johannes; MEYER, Bernd; SCHWENDIG, Frank; WOLF, Karl-Josef; ALTMANN, Hubertus; KATHER, Alfons; HERMSDORF, Christian; BORM, Günter; SCHRÖDER, Tim; BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND TECHNOLOGIE, REFERAT ÖFFENTLICHKEITSARBEIT/IA8 (Hrsg.): *Leuchtturm COORETEC - Der Weg zum zukunftsfähigen Kraftwerk mit fossilen Brennstoffen / Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie*. Version: 2007. http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Themen-Infos/II_2010/Leuchtturm-COORETEC.pdf. 2007
- [45] HIGGINBOTHAM, Paul; WHITE, Vince; FOGASH, Kevin; GUVELIOGLU, Galip: Oxygen supply for oxyfuel CO₂ capture. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5S (2011), S. 194–203
- [46] BAUMANN, Stefan; BETZ, Michael; BLUM, Ludger; MALZBENDER, Jürgen; MARKUS, Torsten; MÖBIUS, Annett; NAZARKO, Yevgeniy: OXYMEM - Mischleitende, keramische Membranen zur Sauerstoffbereitstellung für fossil gefeuerte Kraftwerksprozesse / Forschungszentrum Jülich GmbH. 2009
- [47] ANDRESEN, Lisa; DUBUCQ, Pascal; PENICHE GARCIA, Ricardo; ACKERMANN, Günter; KATHER, Alfons; SCHMITZ, Gerhard: *Transientes Verhalten gekoppelter Energienetze mit hohem Anteil Erneuerbarer Energien / Technische Universität Hamburg-Harburg*. 2017
- [48] DUBETTIER, Richard; GUILLARD, A.; COGNARD, M.; TRANIER, Jean-Pierre; PERRIN, Nicolas: Air Separation Unit: Flexibility & Energy Storage. In: *2nd Oxyfuel Combustion Conference*. 2012
- [49] RITTER, Roland; STOFFREGEN, Torsten: Gestaltung der CO₂-Anlage eines Oxyfuel-Demonstrationskraftwerks. In: *43. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. 2011
- [50] LINDE AG: *Looking Inside... Plate-Fin versus Coil-Wound Heat Exchangers*. 2009
- [51] LINDE AG: *Aluminium Plate-Fin Heat Exchangers*. 2012
- [52] ALPEMA: The Standards of the Braze Aluminium Plate-fin Heat Exchanger Manufacturers' Association / The Braze Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger Manufacturers' Association. 2000
- [53] MANN, Jr. James G. James Gainey: *Process Integration: Unifying Concepts, Industrial Applications and Software Implementation*, Virginia State University, Diss., 1999

-
- [54] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE; KABELAC, Stephan (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas : [Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang]*. 10., bearb. und erw. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2006
- [55] TILLER, Michael. In: *Block Diagrams vs. Acausal Modeling*. Boston, MA : Springer US, 2001. – ISBN 978–1–4615–1561–6, S. 255–264
- [56] BRANDT, Fritz; FACHVERBAND DAMPFKESSEL-, BEHÄLTER UND ROHRLEITUNGSBAU E.V. (Hrsg.): *Dampferzeuger : Kesselsysteme, Energiebilanz, Strömungstechnik*. 2. Aufl. Essen : Vulkan-Verlag, 1999 (FDBR-Fachbuchreihe ; 3)
- [57] SCHWENDIG, Frank; COSSMANN, Rainer; KAUTZ, Hans (Hrsg.): *Kapitel 4*. In: *Das neuzeitliche Kohlekraftwerk*. Renningen-Malmsheim : Expert-Verlag GmbH, 1997, S. 222 S
- [58] STEAG AKTIENGESELLSCHAFT ESSEN (Hrsg.): *Strom aus Steinkohle*. Springer-Verlag, 1988
- [59] TRAUPEL, Walter: *Thermische Turbomaschinen*. Bd. 2. Springer Verlag, 1982
- [60] BAMMERT, Karl: Das Verhalten einer geschlossenen Heissluftturbinenanlage als Heizkraftwerk bei veränderten Betriebsbedingungen. In: *Konstruktion, Werkstoffe, Versuchswesen* 11 (1956)
- [61] BECKMANN, Gottfried: *Eine allgemeine Theorie der Mengendruckgleichung*, Technische Universität Dresden, Diss., 1962. <http://gso.gbv.de/DB=2.1/-PPNSET?PPN=044244371>
- [62] KESTIN, J.: Ein Beitrag zu Stodolas Kegelgesetz. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 16 (1982), S. 53–55
- [63] LINNECKEN, Hans: Die Mengendruckgleichung für eine Turbinen-Stufengruppe. In: *Brennstoff Wärme Kraft* 9 (1957), S. 53 – 56
- [64] HIRTH, Adrian: *Teillastbetrieb und dynamisches Verhalten von Dampfturbinen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelorarbeit, 2012
- [65] RÁBEK, Géza: Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen. In: *Energie und Technik* 4 (1963), S. 142 – 147
- [66] DOHRN, Ralf; TECHNISCHE UNIVERSITÄT HAMBURG-HARBURG FORSCHUNGSSCHWERPUNKT VERFAHRENSTECHNIK UND ENERGIEANLAGEN (Hrsg.): *Berechnung von Phasengleichgewichten: mit 14 Tabellen*. Braunschweig u.a. : Vieweg, 1994 (Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften). – ISBN 3528065877 9783528065874
- [67] EPPLE, Bernd; LEITHNER, Reinhard; LINZER, Wladimir; WALTER, Heimo (Hrsg.): *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*. Springer-Verlag, 2009

- [68] MANGLIK, Raj M.; BERGLES, Arthur E.: Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10 (1995), S. 171–180
- [69] PFHE GUIDE COMMITTEE; TAYLOR, M. A. (Hrsg.): *Plate-Fin Heat Exchangers - Guide to Their Specification and Use*. 1st. HTFS, 1987
- [70] JOSHI, Himanshu M.; WEBB, Ralph L.: Heat transfer and friction in offset strip-fin heat exchanger. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30 (1987), Nr. 1, S. 69–84
- [71] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen : Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 2., neu bearb. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2010
- [72] SCHIRRA, Stefan: How Reliable Are Practical Point-in-Polygon Strategies? http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-87744-8_62. In: HALPERIN, Dan (Hrsg.); MEHLHORN, Kurt (Hrsg.): *Algorithms - ESA 2008* Bd. 5193. Springer Berlin Heidelberg, 2008. – ISBN 978-3-540-87743-1, S. 744–755
- [73] THE CGAL PROJECT: *CGAL User and Reference Manual*. 4.7. CGAL Editorial Board, 2015
- [74] JONES, Eric; OLIPHANT, Travis; PETERSON, Pearu u.a.: *SciPy: Open source scientific tools for Python*. online. <http://www.scipy.org/>. Version: 2001–
- [75] LÜDTKE, Klaus H.: *Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application*. Berlin [u.a.] : Springer, 2004
- [76] BAEHR, Hans D.; KABELAC, Stephan: *Technische Thermodynamik*. Springer Verlag, 2009
- [77] BLOCH, Heinz P. (Hrsg.); SOARES, Claire (Hrsg.): *Process plant machinery*. 2. ed. Boston, Mass. u.a. : Butterworth-Heinemann, 1998. – ISBN 0750670819 9780750670814
- [78] BLOCH, Heinz P.; SOARES, Claire: *Turboexpanders and Process Applications*. Gulf Professional Publishing, 2001

Anhang A. Bestimmung und Regelung der Rauchgasrezirkulationsmenge

Durch die Rauchgasrezirkulation wird zum einen Kohlenstaubtransport und -trocknung erreicht (primäre Rauchgasrezirkulation). Die Anforderung eines bestimmten Traggas/Kohle-Verhältnisses legt die Menge der primären Rauchgasrezirkulation für jeden Lastpunkt fest. Die primäre Rauchgasrezirkulationsmenge wird wie die Primärluftmenge des konventionellen Kraftwerks gesteuert.

Zum anderen muss sichergestellt werden, dass die Temperaturgrenzen im Dampferzeuger (siehe Abschnitt 2.2.1) eingehalten werden und bei Teillast genügend Wärme auf die konvektiven Heizflächen übertragen wird. Im Falle des konventionellen Kraftwerks kann die richtige Sauerstoffmenge und dadurch die Luftmenge durch die Messung des Sauerstoffgehalts im Rauchgas sichergestellt werden. Dies ist durch die Rauchgasrezirkulation beim Oxyfuel-Prozess nicht möglich [19, 14], da die Rauchgasrezirkulation ebenfalls Sauerstoff in den Dampferzeuger einbringt. Die direkte Messung der Rauchgasrezirkulationsmenge ist wegen der großen Rauchgaskanäle fehleranfällig bis unmöglich. Die Rezirkulationsmenge kann jedoch bestimmt werden, wenn Zusammensetzung und Massenstrom des Sauerstoffstroms der LZA bekannt sind und der Sauerstoffanteil im Rauchgas präzise genug gemessen werden kann. Abbildung A.1 zeigt die Bilanzierung schematisch.

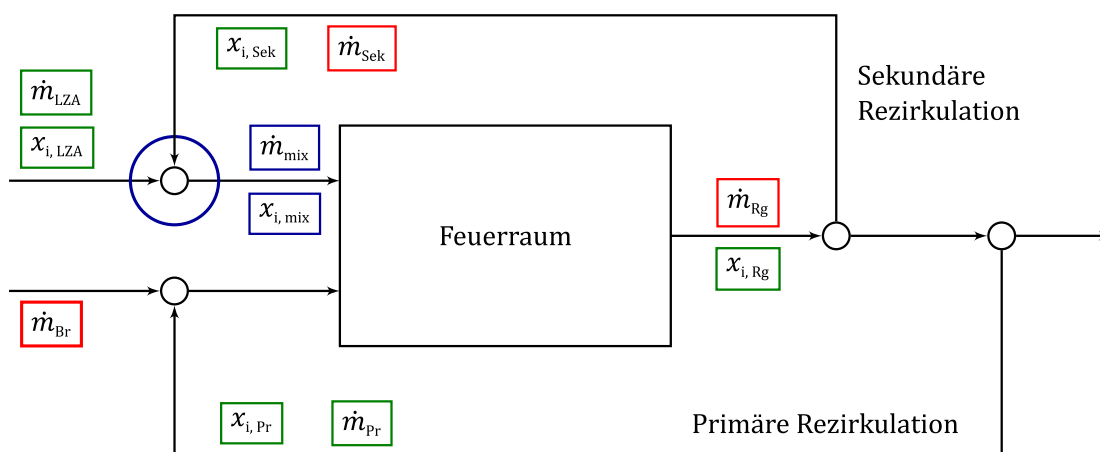


Abbildung A.1: Bestimmung der Rauchgasrezirkulationsmengen durch Bilanzierung über Sauerstoffzumischung. Rot umrandet die unbekannt Variablen, grün umrandet die bekannten.

Mit der Massenbilanz an der blau markierten Stelle für die gesamten Gasströme

Anhang

$$\dot{m}_{\text{mix}} = \dot{m}_{\text{LZA}} + \dot{m}_{\text{Sek}} \quad (\text{A.1})$$

und für den Sauerstoffanteil

$$\dot{m}_{\text{mix}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{mix}} = \dot{m}_{\text{LZA}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{LZA}} + \dot{m}_{\text{Sek}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{Sek}} - \dot{m}_{\text{mix}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{mix}} \quad (\text{A.2})$$

kann die Rezirkulationsmenge aus

$$\dot{m}_{\text{mix}} = \dot{m}_{\text{LZA}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{LZA}} + \dot{m}_{\text{Sek}} \cdot x_{\text{O}_2, \text{Sek}} - (\dot{m}_{\text{LZA}} + \dot{m}_{\text{Sek}}) \cdot x_{\text{O}_2, \text{mix}} \quad (\text{A.3})$$

zu

$$\dot{m}_{\text{Sek}} = \dot{m}_{\text{LZA}} \cdot \frac{x_{\text{O}_2, \text{mix}} - x_{\text{O}_2, \text{LZA}}}{x_{\text{O}_2, \text{Sek}} - x_{\text{O}_2, \text{mix}}} \quad (\text{A.4})$$

bestimmt werden. Dies erlaubt, die Rezirkulationsmenge auf Sollwerte aus Kennlinien, stationären Berechnungen oder Prädiktormodellen zu regeln. Die Sauerstoffzahl wird dann über die Zugabe des Sauerstoffmassenstroms geregelt und über den gesamten Lastbereich bei 1,15 konstant gehalten.

Anhang B. Kennlinien zur Modellierung des Dampferzeugers

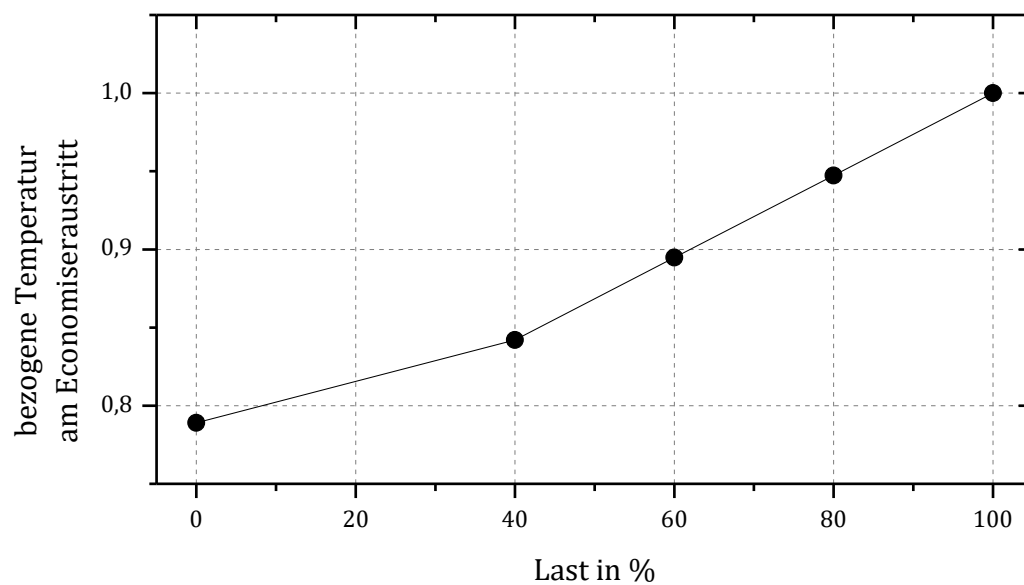


Abbildung B.1: Normierte Rauchgastemperatur am Economiseraustritt in Abhängigkeit von der Last

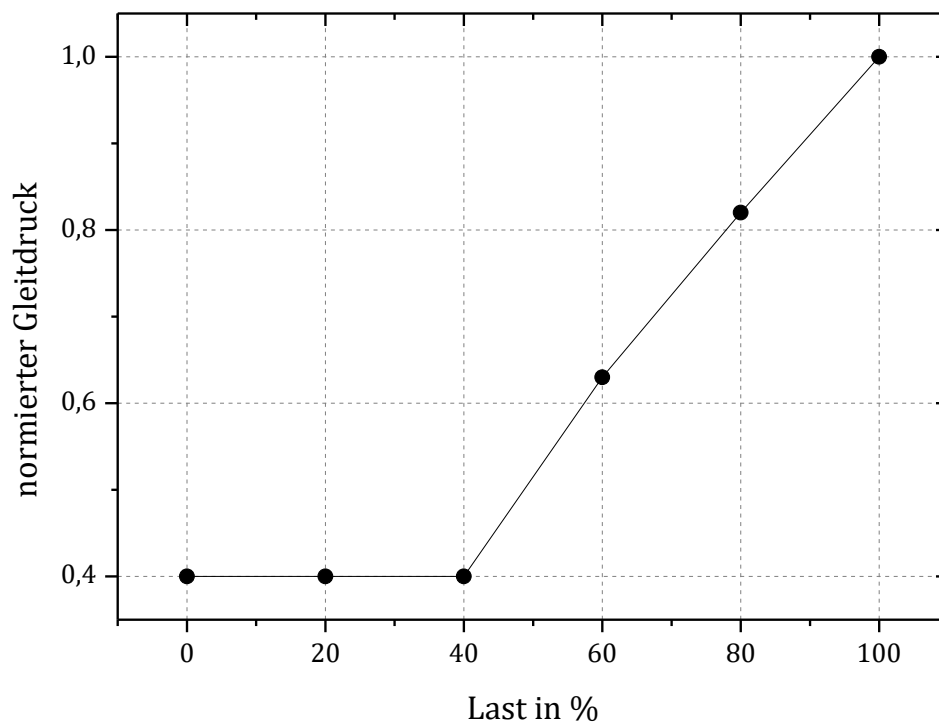


Abbildung B.2: Normierter Gleitdruck des Dampferzeugers in Abhängigkeit von der Last

Anhang

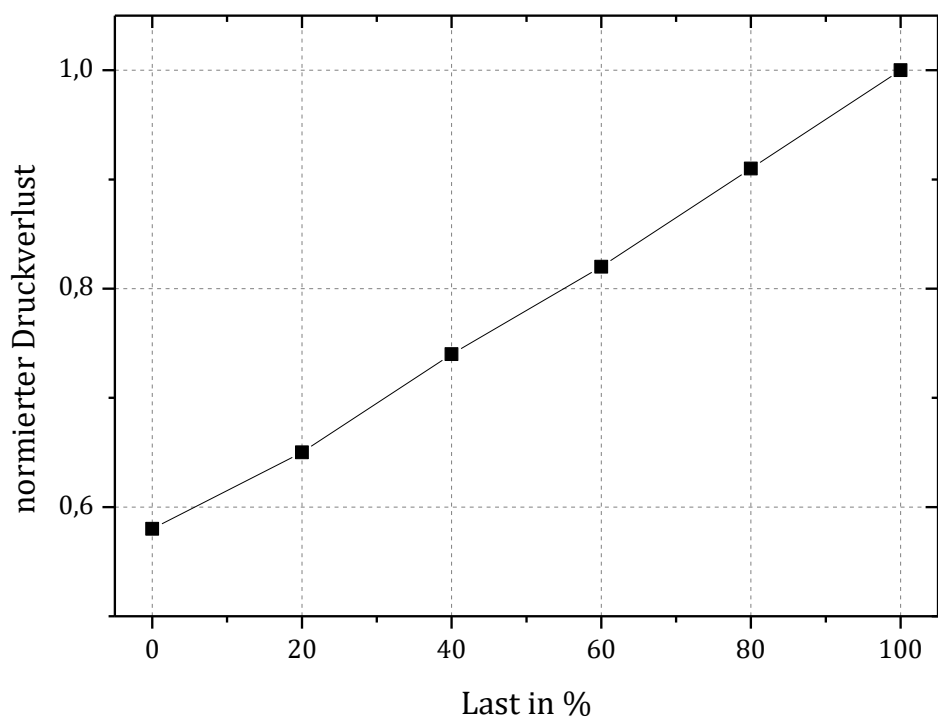


Abbildung B.3: Normierter Druckverlust des HD-Wasser-Dampf-Kreislaufs im Dampferzeuger. Dies sind die Druckverluste von Eintritt in den Verdampfer bis zum Austritt aus den Endüberhitzern.

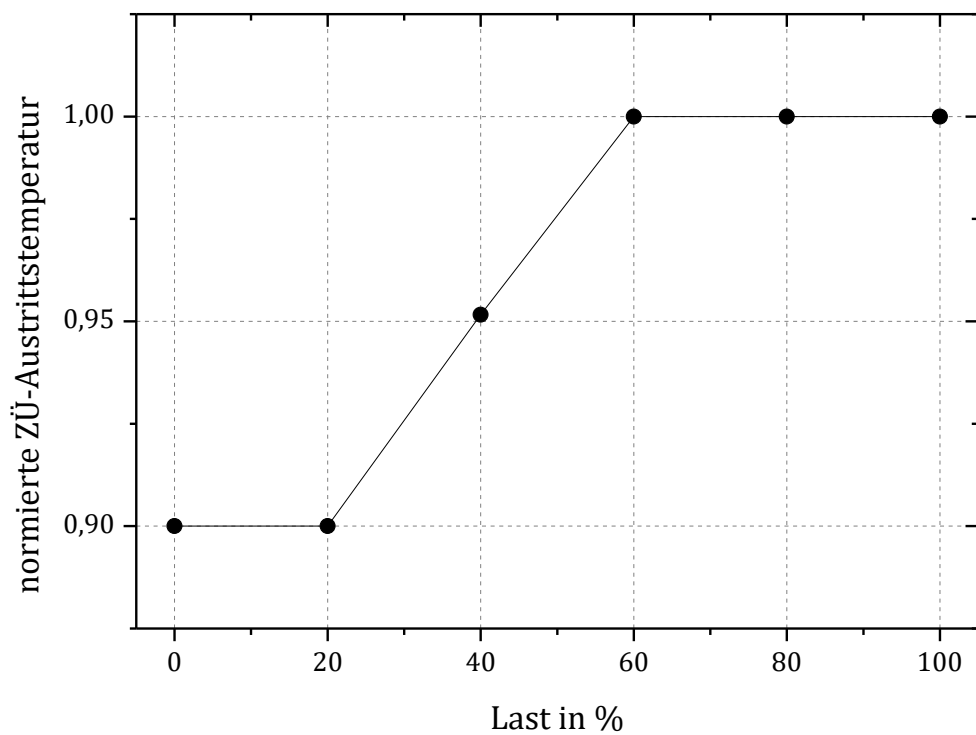


Abbildung B.4: Normierte ZÜ-Austrittstemperatur in Abhängigkeit von der Last