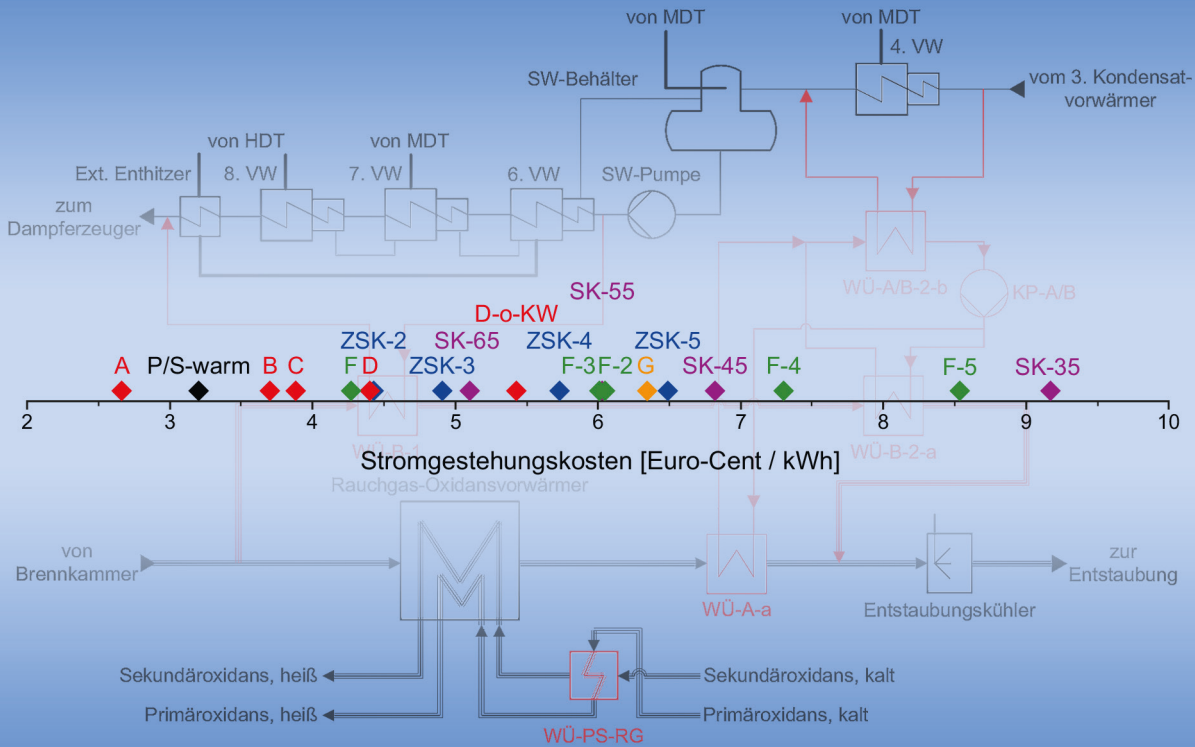


# Energetische und wirtschaftliche Optimierung eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes

Yevgeniy Nazarko



Energie & Umwelt /  
Energy & Environment  
Band / Volume 269  
ISBN 978-3-95806-065-4

# **Energetische und wirtschaftliche Optimierung eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes**

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Yevgeniy Nazarko

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Detlef Stolten

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Viktor Scherer

Tag der mündlichen Prüfung: 30.04.2015

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.



Forschungszentrum Jülich GmbH  
Institut für Energie- und Klimaforschung  
Elektrochemische Verfahrenstechnik (IEK-3)

# Energetische und wirtschaftliche Optimierung eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes

Yevgeniy Nazarko

Schriften des Forschungszentrums Jülich  
Reihe Energie & Umwelt / Energy & Environment

Band / Volume 269

---

ISSN 1866-1793

ISBN 978-3-95806-065-4

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

Herausgeber  
und Vertrieb:           Forschungszentrum Jülich GmbH  
                                  Zentralbibliothek, Verlag  
                                  52425 Jülich  
                                  Tel.:   +49 2461 61-5368  
                                  Fax:    +49 2461 61-6103  
                                  E-Mail: [zb-publikation@fz-juelich.de](mailto:zb-publikation@fz-juelich.de)  
                                  [www.fz-juelich.de/zb](http://www.fz-juelich.de/zb)

Umschlaggestaltung:   Grafische Medien, Forschungszentrum Jülich GmbH

Druck:                    Grafische Medien, Forschungszentrum Jülich GmbH

Copyright:              Forschungszentrum Jülich 2015

Schriften des Forschungszentrums Jülich  
Reihe Energie & Umwelt / Energy & Environment, Band / Volume 269

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2015)

ISSN 1866-1793

ISBN 978-3-95806-065-4

Vollständig frei verfügbar über das Publikationsportal des Forschungszentrums Jülich (JuSER)  
unter [www.fz-juelich.de/zb/openaccess](http://www.fz-juelich.de/zb/openaccess).

Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie oder  
in einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder  
unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

## Vorwort und Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Forschungszentrum Jülich am Institut für Elektrochemische Verfahrenstechnik (IEK-3).

Bei meinem Doktorvater und Institutsleiter, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Detlef Stolten, bedanke ich mich ganz herzlich für die sehr gute Betreuung meiner Arbeit in konstruktiver Atmosphäre und insbesondere für die Schaffung der Möglichkeit, den Großteil der Arbeit im Rahmen meiner dienstlichen Tätigkeit im Institut zu erstellen.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Viktor Scherer (Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik) und Univ.-Prof. Dr.-Ing. Manfred Wirsum (RWTH Aachen, Lehrstuhl und Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen) danke ich für die schnelle Übernahme der Funktion des Zweitgutachters beziehungsweise des Vorsitzenden und den damit verbundenen Aufwand.

Großer Dank gebührt meinen Abteilungsleitern Prof. Ludger Blum, Dr.-Ing. Michael Weber und Dr.-Ing. Thomas Grube für jederzeitige fachliche, methodische und administrative Unterstützung und wertvolle Lösungsvorschläge.

Die stets hilfsbereite und freundliche Arbeitsatmosphäre im IEK-3 im Allgemeinen sowie in den Abteilungen Verfahrenstechnik Brennstoffzelle (VBZ) und Verfahrens- und Systemanalyse (VSA) hat mich immer wieder motiviert und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Ich danke allen Kollegen, die mich bei der Erstellung meiner Arbeit mit ihrer fachlichen und persönlichen Erfahrung unterstützt haben.

Für die fachliche und menschliche Unterstützung in allen den Jahren danke ich herzlich meinen Bürokollegen Dr. Ernst Riensche und Alexander Otto. Den Teilnehmern der Teerunde Prof. Dr.-Ing. Dennis Krieg, Reinhard Menzer, Dr.-Ing. Sebastian Schiebahn, Dr.-Ing. Li Zhao, Vanessa Tietze, Sebastian Luhr und Martin Robinius danke ich für zahlreiche anregende Diskussionen, schöne Zeit und gegenseitige Hilfe.

Im Rahmen meiner Arbeit erörterte ich mit mehreren Vertretern von Industrie und Wirtschaft verschiedene Aspekte meines Themas und erhielt umfangreiche interessante Informationen zur praktischen Umsetzung. Bedanken möchte ich mich in diesem Zusammenhang insbesondere bei Frank Adamczyk und Klaus Schmitt (Babcock Borsig Steinmüller GmbH), Dr. Alexander Alekseev und Dr. Dmitri Goloubev (Linde AG), Dr. Christian Brunhuber (Siemens AG), Christian Haller (TREMA Verfahrenstechnik GmbH), Frank Kluger (Alstom Boiler Deutschland GmbH), Dr.-Ing. Rolf Michler (enpros systems GmbH), Peter Oberthin (Wallstein Ingenieur GmbH), Dr.-Ing. Detlef Seime (AEL Apparatebau GmbH Leisnig), Dr. Christian Weber (EnBW Kraftwerke AG) und Reinhard Widzgowski (Babcock Noell GmbH).

Allen Partnern der Projekte OXYMEM, MEM-BRAIN, HETMOC in und außerhalb des Forschungszentrums Jülich danke ich für wertvolle fachliche Unterstützung meines Vorhabens.

Meiner Familie möchte ich vom ganzen Herzen danken, dass sie immer für mich da war und mich jederzeit unterstützt hat.



# Energetische und wirtschaftliche Optimierung eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes

von Yevgeniy Nazarko

## Kurzfassung

Die CO<sub>2</sub>-Abtrennung mit anschließender Speicherung ist eine technologische Option zur Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen. Der Oxyfuel-Prozess basiert auf der Verbrennung fossiler Brennstoffe in einer Sauerstoff-Rauchgas-Atmosphäre mit nachfolgendem Aufkonzentrieren des CO<sub>2</sub>. Der Sauerstoff wird durch die kryogene Luftzerlegung mit einem Energiebedarf von 245 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O2</sub> gewonnen. Die Anwendung der Keramikmembranen hat das Potential, den spezifischen Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung bei gleichbleibend hoher Sauerstoffreinheit zu verringern.

Diese Arbeit fokussiert sich auf die

- Ermittlung der Effizienz eines heute baubaren fortschrittlichen Oxyfuel-Dampfkraftwerkes unter Einsatz von Membranen für die Sauerstofferzeugung
- Untersuchung und Quantifizierung der Potentiale der energetischen Optimierung des Gesamtprozesses durch die Änderung seiner Ablaufstruktur
- Beurteilung der Umsetzbarkeit einzelner Optimierungsoptionen auf der Grundlage ihrer Investitionskosten unter Marktbedingungen.

Für diese Arbeit wird das von der Forschungszentrum Jülich GmbH entwickelte und am 25.04.2012 unter EP 2214806 patentierte Verfahren ausgewählt. Das Oxy-Vac-Jül-Konzept wird ins Oxyfuel-Dampfkraftwerk mit einfacher Prozessführung und standardisierten Kraftwerkskomponenten integriert. Der Nettowirkungsgrad des Basiskraftwerkes beträgt 36,6 %-Punkte beim Sauerstoffabtrenngrad von 60 %. Dies entspricht einem Nettowirkungsgradverlust von 9,3 %-Punkten gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Der spezifische Elektrizitätsbedarf dieser Sauerstoffbereitstellung liegt bei 176 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O2</sub>.

Um den Wirkungsgrad zu steigern, wird die Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes unter Verwendung von großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik optimiert. Die 22 untersuchten Optimierungsoptionen bestehen aus der Designoptimierung des Gastrennprozesses, der Modifikation der Rauchgasrückführung und der anlageninternen Abwärmennutzung. Der energetische Vorteil gegenüber dem Basiskraftwerk liegt je nach Optimierungsoption zwischen 0,05 %-Punkten und 1,00 %-Punkt. Für jede Optimierungsoption werden die Größe und Kosten der Kraftwerkskomponenten berechnet.

Die Optimierungsoptionen werden durch einen investitions-, wirkungsgrad- und leistungsbezogenen Faktor bewertet. Der Bewertungsfaktor für den Großteil der Optimierungsoptionen beträgt 20 bis 54 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt Wirkungsgradsteigerung. Die Stromgestehungskosten dieser Optimierungsoptionen liegen zwischen 2,7 und 7,3 Euro-Cent/kWh<sub>el</sub>.

Die Untersuchungsergebnisse dieser Arbeit bieten eine Grundlage für Entscheidungen über die Anwendung der Optimierungsoptionen im CO<sub>2</sub>-armen membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerk.





# Energy and economic optimization of a membrane-based oxyfuel steam power plant

by Yevgeniy Nazarko

## Abstract

Carbon capture and storage is one technological option for reducing CO<sub>2</sub> emissions. The oxyfuel process is based on the combustion of fossil fuels in an oxygen-flue gas atmosphere with the subsequent concentration of CO<sub>2</sub>. The oxygen is produced by cryogenic air separation with an energy demand of 245 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub>. The application of ceramic membranes has the potential to reduce the specific energy demand of oxygen supply with consistently high-purity oxygen.

This work focuses on

- determining the efficiency of an advanced oxyfuel steam power plant that can be constructed today using membranes for oxygen production,
- investigating and quantifying the potential for energy optimizing the overall process by changing its flow structure,
- assessing the feasibility of individual optimization options based on their investment costs under market conditions.

For this work, a method developed by Forschungszentrum Jülich and patented on 25 April 2012 under EP 2214806 is used. The Oxy-Vac-Jül concept is integrated into the oxyfuel steam power plant with simple process management using standardized power plant components. The net efficiency of the base power plant is 36.6 percentage points for an oxygen separation degree of 60 %. This corresponds to a net power loss of 9.3 percentage points compared to the reference power plant without CO<sub>2</sub> capture. The specific electricity demand of this oxygen supply method is 176 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub>.

To increase the efficiency, the flow structure of the base power plant is optimized using industrially available components from power plant and process engineering. The 22 analyzed optimization options consist of design optimization of the gas separation process, the modification of the flue gas recirculation and the plant-internal waste heat utilization. The energetic advantage over the base power plant, depending on the optimization option, ranges from 0.05 – 1.00 percentage points. For each optimization option, the size and cost of the power plant components is calculated.

The optimization options are assessed using an investment, efficiency and power-related factor. The assessment factor for the majority of optimization options is € 20 – 54 / kW<sub>gross</sub> per percentage point of increase in net efficiency. The levelized costs of electricity generation (LCOE) for these optimization options are € 0.027 – 0.073 / kWh<sub>el</sub>.

The results of this study provide a basis for decisions on the application of optimization options in low-CO<sub>2</sub> membrane-based oxyfuel power plants.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation	1
1.2	Zielsetzung und Gliederung der Arbeit	4
1.3	Definitionen	6
<b>2</b>	<b>Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>7</b>
2.1	Fossil befeuertes Dampfkraftwerk ohne CO <sub>2</sub> -Abtrennung	7
2.1.1	Feuerung	9
2.1.2	Luftbereitstellung	12
2.1.3	Wasser-Dampf-Kreislauf	14
2.1.4	Kühlung	17
2.1.5	Rauchgasreinigung	17
2.1.6	Abwärmenutzung	30
2.2	Oxyfuel-Dampfkraftwerk	36
2.2.1	Feuerung	38
2.2.2	Oxidansbereitstellung	42
2.2.3	Wasser-Dampf-Kreislauf	50
2.2.4	Kühlung	50
2.2.5	Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases	50
2.2.6	CO <sub>2</sub> -Verdichtung	65
2.2.7	Betriebsaspekte des Oxyfuel-Kraftwerkes	67
2.3	Oxyfuel-Dampfkraftwerk mit membranbasierter Sauerstoffbereitstellung	72
2.3.1	Überblick über Gastrennmembranen zur Sauerstoffbereitstellung	72
2.3.2	Physikalisch-chemische Grundlagen der Sauerstoffabtrennung mittels Mischleiter	74
2.3.3	Einbindung der Membrananlage ins Dampfkraftwerk und Realisierungskonzepte	75
2.4	Zusammenfassung	80
<b>3</b>	<b>Berechnungsgrundlage</b>	<b>81</b>
3.1	Methodische Definitionen	81
3.2	Methode der thermodynamischen Modellierung	82
3.2.1	Vorgehensweise der Kraftwerksmodellierung	82
3.2.2	Simulationssoftware	84
3.2.3	Modellierung einzelner Module	85
3.2.3.1	<i>Mahltröcknung mit Staubfördersystem</i>	86

3.2.3.2	<i>Brennkammer</i> .....	88
3.2.3.3	<i>Luft- bzw. Oxidansbedarf für Verbrennung</i> .....	90
3.2.3.4	<i>Sauerstoffmembran</i> .....	91
3.2.3.5	<i>Wärmeübertragung</i> .....	94
3.2.3.6	<i>Arbeits- und Kraftmaschinen</i> .....	98
3.2.3.7	<i>Rauchgasreinigung / Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases</i> .....	99
3.3	Komponentenauslegung und -größenabschätzung.....	102
3.4	Kostenabschätzung.....	105
3.4.1	Kostenmodell.....	105
3.4.2	Vorgehensweise der Kostenabschätzung.....	106
3.4.3	Verfahren der Kostenabschätzung der Kraftwerkskomponenten.....	108
3.4.3.1	<i>Elektrofilter</i> .....	111
3.4.3.2	<i>Wärmeübertrager</i> .....	112
3.5	Bewertung der Kraftwerksoptimierungen.....	113
3.5.1	Relative Bewertung.....	113
3.5.2	Absolute Bewertung.....	113
3.6	Berechnung von Kenngrößen.....	115
<b>4</b>	<b>Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung</b> .....	<b>117</b>
4.1	Randbedingungen der Simulationen.....	117
4.2	Prozessdefinition und -beschreibung.....	119
4.2.1	Feuerung.....	121
4.2.2	Luftbereitstellung.....	124
4.2.3	Wasser-Dampf-Kreislauf.....	128
4.2.4	Kühlung.....	131
4.2.5	Rauchgasreinigung.....	134
4.3	Ergebnisse der thermodynamischen Simulation.....	141
4.4	Zusammenfassung.....	144
<b>5</b>	<b>Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk</b> .....	<b>145</b>
5.1	Definition und Beschreibung.....	145
5.1.1	Feuerung.....	148
5.1.2	Oxidansbereitstellung.....	150
5.1.3	Wasser-Dampf-Kreislauf.....	159
5.1.4	Kühlung.....	160
5.1.5	Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases.....	163
5.1.6	CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -Verdichtung.....	174
5.2	Ergebnisse der thermodynamischen Simulation.....	179
5.2.1	Gesamtprozessanalyse.....	179
5.2.2	Sauerstoffbereitstellung.....	181
5.2.3	Rauchgas.....	183

---

5.2.4	CO <sub>2</sub> -Bilanz.....	186
5.2.5	Optimierungsbedarf.....	187
5.3	Zusammenfassung.....	191
<b>6</b>	<b>Optimierung der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes.....</b>	<b>193</b>
6.1	Designoptimierung des Gastrennprozesses.....	194
6.1.1	Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung.....	194
6.1.1.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	195
6.1.1.2	<i>Modulauslegung</i> .....	196
6.1.1.3	<i>Ergebnisse</i> .....	197
6.1.2	Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger.....	200
6.1.2.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	201
6.1.2.2	<i>Modulauslegung</i> .....	202
6.1.2.3	<i>Ergebnisse</i> .....	203
6.2	Modifikation der Rauchgasrückführung.....	205
6.2.1	Kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung.....	207
6.2.1.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	207
6.2.1.2	<i>Modulauslegung</i> .....	207
6.2.1.3	<i>Ergebnisse</i> .....	210
6.2.2	Warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung.....	212
6.2.2.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	212
6.2.2.2	<i>Modulauslegung</i> .....	213
6.2.2.3	<i>Ergebnisse</i> .....	215
6.2.3	Warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung.....	217
6.2.3.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	217
6.2.3.2	<i>Modulauslegung</i> .....	218
6.2.3.3	<i>Ergebnisse</i> .....	219
6.3	Abwärmenutzung.....	222
6.3.1	Rauchgaswärmenutzung.....	225
6.3.1.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	225
6.3.1.2	<i>Modulauslegung</i> .....	231
6.3.1.3	<i>Ergebnisse</i> .....	236
6.3.2	Sauerstoffwärmenutzung.....	241
6.3.2.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	241
6.3.2.2	<i>Modulauslegung</i> .....	243
6.3.2.3	<i>Ergebnisse</i> .....	245
6.3.3	Kohlendioxidwärmenutzung.....	248
6.3.3.1	<i>Prozessbeschreibung</i> .....	248
6.3.3.2	<i>Modulauslegung</i> .....	249
6.3.3.3	<i>Ergebnisse</i> .....	251
6.4	Zusammenfassung der Optimierung der Ablaufstruktur.....	253

<b>7 Abschätzung der Anlagenkosten .....</b>	<b>255</b>
7.1 Kostenermittlung der Komponenten .....	255
7.2 Berechnung der Anlagenkosten und Differenzanlagenkosten .....	259
<b>8 Bewertung der Kraftwerksoptimierungen.....</b>	<b>261</b>
8.1 Relative Bewertung .....	262
8.2 Absolute Bewertung .....	265
<b>9 Zusammenfassung .....</b>	<b>268</b>
<b>10 Anhang.....</b>	<b>273</b>
10.1 Definition der Luftzusammensetzung .....	273
10.2 Stoffdaten .....	275
10.3 Spezifischer Wärmebedarf der Kohletrocknung .....	276
10.4 Leistungsbedarf der Kraftwerkskomponenten .....	278
10.5 Komponentenauslegung und -größenabschätzung .....	279
10.5.1 Wärmeübertrager .....	280
10.5.2 Rauchgasreinigung.....	286
10.5.3 Gebläse .....	291
10.6 Kesselformel.....	292
10.7 Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung.....	294
<b>11 Verzeichnisse .....</b>	<b>304</b>
11.1 Abkürzungen, Formelzeichen und Indizes.....	304
11.2 Tabellenverzeichnis .....	312
11.3 Abbildungsverzeichnis.....	321
11.4 Literaturverzeichnis .....	325

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Die weltweiten Emissionen der anthropogenen Treibhausgase betragen im Jahr 2007 44,0 Milliarden (Mrd.) Tonnen, gemessen in CO<sub>2</sub>-Äquivalenzen [1, S. 185, Tabelle 4.4]. Das durch die Energieumwandlung freigesetzte CO<sub>2</sub> hatte davon einen Anteil von 65 % [1, S. 185, Tabelle 4.4]. Auf die Elektrizitätserzeugung entfielen 41,3 % der weltweiten CO<sub>2</sub>-Emissionen [1, S. 185, Tabelle 4.4]. Die Kohlekraftwerke trugen mit 73 % dazu bei [1, S. 185, Abbildung 4.13]. Damit hatten die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Kohlekraftwerken in 2007 einen Anteil von 19,7 % des globalen anthropogenen in CO<sub>2</sub>-Äquivalenten gemessenen Treibhauseffektes, vgl. Abbildung 1.1.

Die durchschnittliche Steigerung des weltweiten Primärenergiebedarfes von 2007 bis 2030 wird im Referenzszenario des World Energy Outlook 2009 mit 1,5 % pro Jahr auf 16,8 Mrd. Tonnen Öl-Äquivalenten vorausgesagt, wobei sich die Nutzung der CO<sub>2</sub>-reichen Brennstoffe wie Kohle überproportional um 1,9 % pro Jahr auf 4,9 Mrd. Tonnen Öl-Äquivalente erhöht [1, S. 74, Tabelle 1.1]. Dadurch wird für 2030 eine Steigerung der jährlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Energieumwandlung auf 40,2 Mrd. Tonnen prognostiziert [1, S. 111, Abbildung 2.1]. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Elektrizitätserzeugung betragen dann voraussichtlich 44,3 % davon [1, S. 185, Tabelle 4.4], wobei die Kohlekraftwerke einen Anteil von 76 % davon haben [1, S. 185, Abbildung 4.13]. Damit werden die Kohlekraftwerke in 2030 am globalen anthropogenen Treibhauseffekt mit 24,4 % beteiligt sein, vgl. Abbildung 1.1. Die Bedeutung der CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Kohlekraftwerken für den globalen Treibhauseffekt wächst im Vergleich zu 2007.

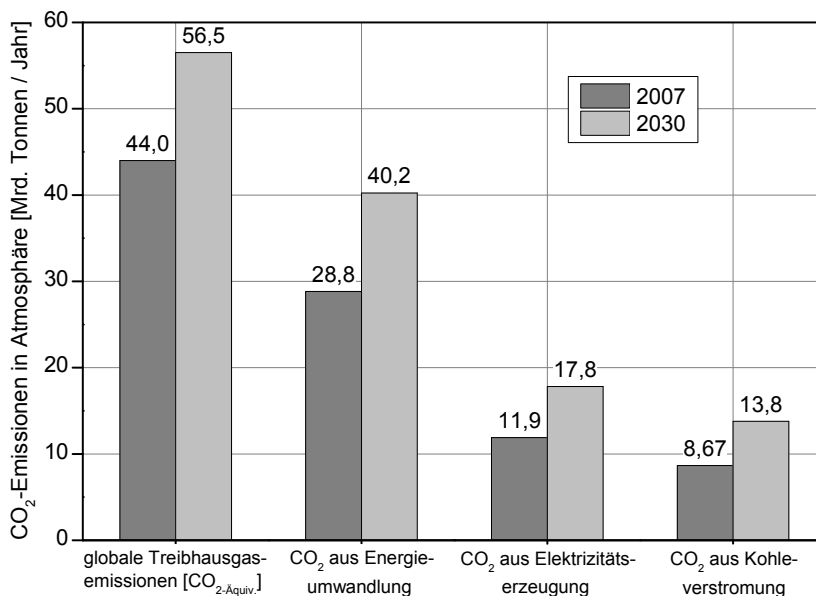


Abbildung 1.1: CO<sub>2</sub>-Emissionen in Atmosphäre 2007 und 2030 (Zahlen berechnet aus World Energy Outlook 2009)



Gegenüber 2007 werden die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Kohleverstromung in 2030 um 62 % steigen, vgl. Abbildung 1.1. Der Grund dafür sind der prognostizierte weltweite jährliche Anstieg des Kohlebedarfes um 1,9 % auf 6981 Millionen (Mio.) Tonnen Kohle-Äquivalente [1, S. 90, Tabelle 1.5] sowie die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen der Kohleverbrennung, die für die in Deutschland genutzten Brennstoffe gemäß der Zuteilungsverordnung 2012 - ZuV 2012 - zwischen 93 (Vollwertkohle-Deutschland) und 114 kg<sub>CO2</sub>/GJ<sub>th</sub> (Rohbraunkohle Rheinland) betragen [2, Anhang 1 zu §§ 4 und 5].

Die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus der Elektrizitätserzeugung können durch die folgenden technologischen Optionen reduziert werden:

- verstärkte Elektrizitätserzeugung aus regenerativen Energiequellen
- Einsatz der CO<sub>2</sub>-freien (nuklear) bzw. CO<sub>2</sub>-ärmeren Brennstoffe (Erdgas anstelle von Stein- bzw. Braunkohle, Mitverbrennung von Biobrennstoffen)
- Steigerung des Wirkungsgrades der fossil befeuerten Kraftwerke bzw. Einsatz effizienterer Kraftwerkskonzepte
- CO<sub>2</sub>-Abtrennung und -Ablagerung.

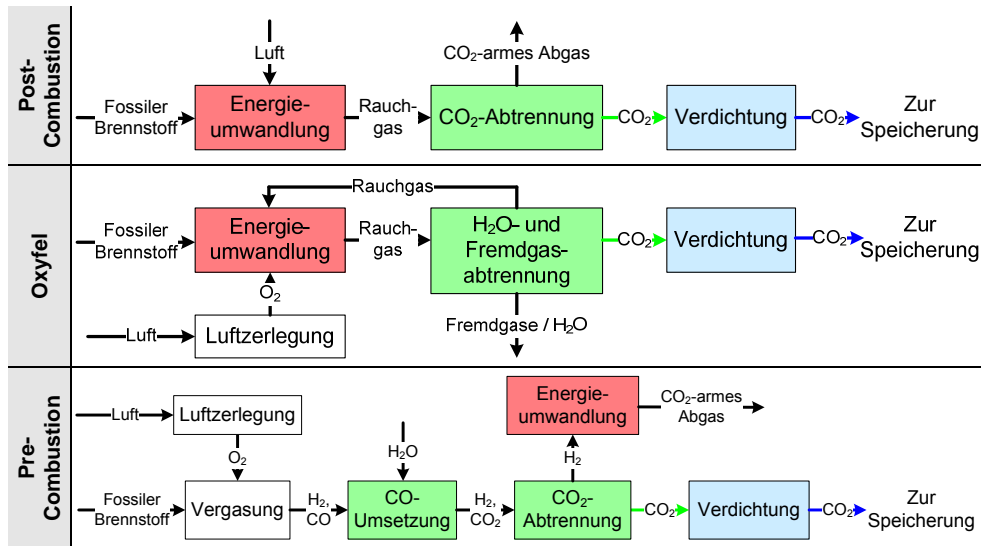
Die beiden letztgenannten Optionen sind vor allem für Kohlekraftwerke geeignet. Die CO<sub>2</sub>-Abtrennung und -Ablagerung (in Englisch: Carbon Capture and Storage, gebräuchliche Abkürzung: CCS) erlaubt eine erhebliche Minderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen, insbesondere wenn der Spielraum anderer Optionen ausgeschöpft oder aus anderen Gründen nicht gegeben ist. Beispielsweise müssen laut dem 450-Szenario des World Energy Outlook in 2030 über 1,1 Mrd. Tonnen CO<sub>2</sub> jährlich durch CCS reduziert werden [1, S. 224, Abbildung 6.2], um die atmosphärische Konzentration der Treibhausgase bei 450 ppm CO<sub>2</sub>-äquiv. langfristig zu stabilisieren [1, S. 258].

Die derzeit bekannten Verfahren der CO<sub>2</sub>-Abtrennung lassen sich hinsichtlich der Positionierung gegenüber der Energieumwandlung in drei Gruppen zusammenfassen, vgl. Abbildung 1.2:

- 1) CO<sub>2</sub>-Abtrennung nach der Verbrennung (in Englisch: Post-Combustion)
- 2) Verbrennung in der Sauerstoff-Rauchgas-Atmosphäre mit nachfolgendem Aufkonzentrieren des CO<sub>2</sub> (in Englisch: Oxyfuel)
- 3) Vergasung mit nachfolgender Gasaufbereitung und CO<sub>2</sub>-Abtrennung (in Englisch: Pre-Combustion).

Der Oxyfuel-Prozess basiert auf der Entfernung des Luftstickstoffes aus der Verbrennungsluft mit dem Ziel, ein weitgehend aus CO<sub>2</sub> bestehendes Rauchgas zu erhalten. Die Vorteile des Oxyfuel-Prozesses sind:

- die bewährte Technik der atmosphärischen Verbrennung und der Energieumwandlung sowie
- die bewährte Rauchgasreinigung mit den geringen Anpassungen an die Gegebenheiten des Oxyfuel-Verfahrens.

Abbildung 1.2: Energieumwandlungsprozesse mit CO<sub>2</sub>-Abtrennung

Der Sauerstoff für den Oxyfuel-Prozess kann mittels diverser Verfahren gewonnen werden, beispielsweise durch kryogene Luftzerlegung, Druckwechseladsorption, Metalloxide oder Polymer- und Keramikmembranen. Die großtechnische Anwendung der kryogenen Luftzerlegung ist Stand der Technik. Um den Sauerstoff mit der Reinheit von über 99,5 Vol.-% zu erzeugen, werden 245 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub> benötigt. [3, S. 20-21]. Durch diverse Optimierungen kann dieser spezifische Energiebedarf bis auf 175 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub> verringert werden [3, S. 20-21]. Deshalb verursacht die Anwendung der kryogenen Luftzerlegung in einem Kraftwerksprozess Wirkungsgradeinbuße von bis zu 7,2 %-Punkten. Zusammen mit der Anpassung des Kraftwerkes an die Oxyfuelbedingungen und mit der CO<sub>2</sub>-Verdichtung ergeben sich Verluste von bis zu 10,7 %-Punkten [4]. Die thermodynamisch mindestens aufzuwendende Gasentmischungsbilanz ist dagegen mit 33,6 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub> [5, S. 18] deutlich geringer und lässt vermuten, dass der Oxyfuel-Prozess ein hohes Optimierungspotential hat.

Nach ersten Bewertungen haben die Keramikmembranen tatsächlich das Potential zur Reduktion des spezifischen Energiebedarfes [3, S. 8]. Zahlreiche Untersuchungen zum Einsatz der Keramikmembranen im kohlebefeuerten Oxyfuel-Kraftwerk zeigen mit 5,8 bis 8,5 %-Punkten zum Teil deutlich geringere Wirkungsgradverluste im Vergleich zu den oben angegebenen Werten [6], [7]. Die Gründe für den großen Streubereich sind unterschiedliche analysierte Kraftwerks- und Membrantrennverfahren sowie unterschiedliche Referenzverfahren, unterschiedliche Annahmen und Randbedingungen, ausschließliches Fokussieren auf die energetische Optimierung sowie verschiedene Interpretation der berechneten Ergebnisse.

In den bisherigen Studien standen die thermodynamische Analyse und energetische Optimierung der Oxyfuel-Prozesse und Prozessvarianten im Vordergrund. Eine systematische Untersuchung der Prozessoptimierungen unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Aspekte wird weitgehend vermisst.

## 1.2 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Diese Arbeit befasst sich mit der thermodynamischen, technischen und wirtschaftlichen Analyse eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Der Fokus der Arbeit liegt auf die

- Ermittlung der Effizienz eines heute baubaren fortschrittlichen Oxyfuel-Dampfkraftwerkes unter Einsatz von Membranen für die Sauerstofferzeugung
- Untersuchung und Quantifizierung der Potentiale der energetischen Optimierung des Gesamtprozesses durch die Änderung seiner Ablaufstruktur und unter Verwendung von großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik
- Beurteilung der Umsetzbarkeit einzelner Optimierungsoptionen auf der Grundlage ihrer Investitionskosten unter Marktbedingungen.

Aus der Zielsetzung ergibt sich folgende Struktur der Arbeit:

*Kapitel 2* stellt die relevanten Grundlagen eines fossil befeuerten Dampfkraftwerkes sowie eines membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerkes mit CO<sub>2</sub>-Abtrennung anhand der heute realisierten Beispiele der Kraftwerkstechnik sowie der Verfahrenstechnik der Gastrennung dar.

*Kapitel 3* beschreibt die Methode der thermodynamischen Analyse sowie der Komponenten- und Kostenabschätzung der Optimierungsoptionen und deren Bewertung.

Nach der Definition der Randbedingungen wird in *Kapitel 4* die thermodynamische Analyse des Referenz-Dampfkraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung durchgeführt. Mit dieser Datenbasis wird eine Vergleichsgrundlage für ein membranbasiertes Oxyfuel-Dampfkraftwerk mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung festgelegt.

Aufbauend auf dem Modell und der Datenbasis des Referenz-Kraftwerkes wird in *Kapitel 5* ein membranbasiertes Oxyfuel-Dampfkraftwerk definiert, unter Berücksichtigung der heute verfügbaren Anlagen parametrisiert und thermodynamisch analysiert mit dem Ziel, den Optimierungsbedarf zu ermitteln. Der Wärme- und Triebkraftbereitstellung des membranbasierten Sauerstofferzeugungsprozesses liegt das von der Forschungszentrum Jülich GmbH patentierte Verfahren, welches im Weiteren Oxy-Vac-Jül-Konzept genannt wird. Das Oxyfuel-Dampfkraftwerk mit dem Oxy-Vac-Jül-Konzept wird als Oxyfuel-Basiskraftwerk bezeichnet.

In *Kapitel 6* wird das Oxyfuel-Basiskraftwerk unter der Veränderung seiner Ablaufstruktur hinsichtlich der Erhöhung der energetischen Effizienz optimiert. Die Optimierungen beinhalten die Verwendung der großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik. Die Optimierungen werden in den folgenden Kategorien zusammengefasst:

- Designoptimierung des Gastrennprozesses
- Modifikation der Rauchgasrückführung
- Anlageninterne Abwärmeintegration.

Um die einzelnen Aspekte einer Optimierung zu untersuchen, werden die Designoptimierung des Gastrennprozesses und die anlageninterne Abwärmeintegration in die Optimierungsoptionen weiter aufgeschlüsselt. Bei der Modifikation der Rauchgasrückführung ist dies nicht erforderlich, da die Ablaufstruktur und Parameter anlagenintern vorgegeben sind. *Kapitel 6.1* bis *6.3* sowie die entsprechenden Unterkapitel enthalten die Definitionen einzelner



### 1.3 Definitionen

In dieser Arbeit werden folgende Begriffsdefinitionen verwendet:

**Referenz-Kraftwerk** – fortschrittliches und heute baubares überkritisches Kondensations-Dampfkraftwerk mit Feuerung bei atmosphärischem Druck und mit der Rauchgasreinigung nach dem Stand der Technik (selektive katalytische ammoniakbasierte Entstickung, kalte elektrische Entstaubung und nasse kalksteinbasierte Entschwefelung).

**Oxy-Vac-Jül-Konzept** – membran- und vakuumbasiertes Konzept der Sauerstofferzeugung, patentiert von der Forschungszentrum Jülich GmbH.

**Oxyfuel-Basiskraftwerk / Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk** – Oxyfuel-Kraftwerk mit der membran- und vakuumbasierten Sauerstoffbereitstellung, welches durch folgende Merkmale gekennzeichnet ist:

- Feuerung bei atmosphärischem Druck in einer O<sub>2</sub>-Rauchgas-Atmosphäre
- kalte entwässerte Primär-Rauchgasrückführung
- kalte entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung
- Entstaubung und Entschwefelung des Referenz-Kraftwerkes
- Wasser-Dampf-Kreislauf mit den Parametern des Referenz-Kraftwerkes
- kryogene CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und achtstufige CO<sub>2</sub>-Verdichtung.

**Optimierung / Optimierungsoption** – Veränderung der Ablaufstruktur des Oxyfuel-Basiskraftwerkes zwecks Erhöhung der energetischen Effizienz unter Beibehaltung von allen anderen Parametern.

**Basiskraftwerk mit der X-ten Optimierung** – Oxyfuel-Basiskraftwerk mit der jeweiligen Optimierung bzw. Optimierungsoption.

## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

In diesem Kapitel wird der Stand der Wissenschaft und Technik des steinkohlebefeuerten Kraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung, des Oxyfuel-Kraftwerkes mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung sowie der membranbasierten Sauerstoffbeistellung für einen Oxyfuel-Kraftwerk beschrieben.

### 2.1 Fossil befeuertes Dampfkraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung

Ein fossil befeuertes Wärmekraftwerk wandelt die chemische Bindungsenergie der fossilen Brennstoffe in einem Wärmeerzeuger in die Wärme um, die anschließend an eine Wärmekraftmaschine übertragen und dort in die nutzbare Energie umgewandelt wird, vgl. Abbildung 2.1. Ein Dampfkraftwerk ist ein Wärmekraftwerk mit dem Wasserdampf als Arbeitsfluid der Wärmekraftmaschine [8, S. 344-350].

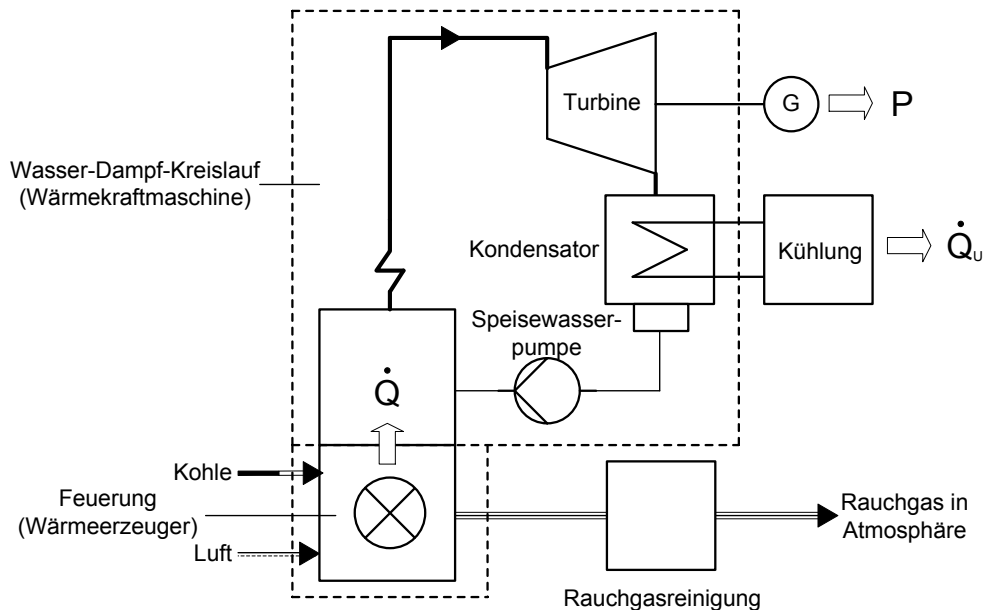


Abbildung 2.1: Fossil befeuertes Dampfkraftwerk (vereinfacht)

Die braun- und steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerke in Deutschland verfügten Ende 2011 über 55,1 GW installierter Bruttostromerzeugungskapazität und hatten damit einen Anteil von 31,6 % der gesamten Bruttostromerzeugungskapazität [9]. Der Anteil des in den kohlebefeuerten Dampfkraftwerken produzierten Stromes betrug in 2011 42,9 % oder 262,8 TWh [9]. In 2012 stieg dieser Anteil auf 44,1 % oder 277,2 TWh [9]. Zum April 2013 befanden sich in der Umsetzung, das heißt im Bau oder im Probebetrieb 7,3 GW der steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerke [10]. Die laufenden Genehmigungsverfahren umfassten weitere 1,7 GW Kraftwerksleistung [10]. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die in der Umsetzung befindlichen Steinkohledampfkraftwerke und ihre wichtigsten technischen Daten.

Tabelle 2.1: Steinkohledampfkraftwerke in der Umsetzung (Daten aus [11], [12], [13])

Projekt / Blockbezeichnung	Jahr der Inbetriebnahme	Bruttoleistung	Nettowirkungsgrad	Dampfparameter
		MW <sub>el</sub>	%-Punkte	bar / °C / °C
Walsum 10	2013	750	> 45	258 / 605 / 620
Hamm D/E	2013	2 x 800	~ 46	285 / 600 / 610
Karlsruhe RDK 8	2013	912	~ 46	275 / 600 / 620
Lünen	2013	813	45,6	280 / 600 / 610
Moorburg	2014	2 x 820	46,5	276 / 600 / 610
Mannheim GKM 9	2014	911	46,4	290 / 600 / 610
Wilhemshaven	2014	800	> 46	280 / 600 / 620

Ein Kraftwerksblock stellt eine autarke Einheit zur Bereitstellung der Elektrizität dar und umfasst in der derzeitigen Ausführung folgende Prozesse:

- Feuerung
- Luftbereitstellung
- Wasser-Dampf-Kreislauf
- Kühlung
- Rauchgasreinigung.

Die historische Entwicklung der kohlebefeuerten Dampfkraftwerke basiert auf einer Korrelation zwischen der Blockgröße, Verfügbarkeit und Effizienz mit dem Ziel der Minimierung der Stromgestehungskosten. Aus ingenieurtechnischer Sicht wird die Blockgröße durch die Realisierbarkeit einzelner Komponenten sowie durch die kritischen Querschnitte der strömenden Medien begrenzt [14, S. 17]. Der derzeit größte einsträngig realisierte Luft- und Rauchgasweg eines Steinkohledampfkraftwerkes führt zur Blockgröße von 911 bzw. 912 MW<sub>el</sub>, vgl. Tabelle 2.1, Kraftwerk Mannheim GKM 9 und Karlsruhe RDK 8.

Mit den heute üblichen ultraüberkritischen Dampfparametern des Steinkohlekraftwerkes von 285 bar / 600°C / 620°C und einem Kondensatordruck von 40 mbar ist der Nettowirkungsgrad von 46 %-Punkte erreichbar [13, S. 26], vgl. auch Tabelle 2.1. Die in Tabelle 2.1 angegebenen Abweichungen von diesem Wert ergeben sich aus den standortspezifischen Kühlungsbedingungen und der Kohlezusammensetzung [13, S. 26].

Die folgende Beschreibung des Standes der Technik der fossil befeuerten Kraftwerke konzentriert sich auf die steinkohlebefeuerten Kraftwerke zur öffentlichen Stromversorgung in der Größenklasse über 300 MW<sub>th</sub> Feuerungswärmeleistung. Diese Fokussierung berücksichtigt die teilweise strengeren Anforderungen der Emissionsgrenzwerte der Verordnung über Großfeuerungs- und Gasturbinenanlagen in der Fassung vom 02.05.2013 (13. BImSchV) im Vergleich zu den kleineren Anlagen der Größenklasse 50 bis 300 MW<sub>th</sub>, die ebenfalls im Anwendungsbereich der 13. BImSchV liegen, vgl. [15, §1, Abs. 1 iVm §4].

### 2.1.1 Feuerung

Die Aufgabe der Feuerung, die in Abbildung 2.1 als Wärmeerzeuger bezeichnet ist, besteht darin, die chemische Energie eines Brennstoffes möglichst vollständig und unter Minimierung der unerwunzten Erscheinungen wie Korrosion und Schadstoffbildung freizusetzen [14, S. 155], [16, S. 134]. Die chemischen Vorgänge beim Verbrennungsprozess werden im Kapitel 3.2.3.2 „Modellierung der Brennkammer“ beschrieben.

Die Grofeuerungen für feste Brennstoffe werden in die Rost-, Wirbelschicht- und Staubfeuerung unterteilt. Bei der Staubfeuerung wird der in der Mahlanlage zum Staub zerkleinerte Brennstoff pneumatisch über ein Fördersystem den Staubbrennern zugeführt und in die Brennkammer eingeblassen, wo er in der Schwebelage verbrennt. Mit der dabei freigesetzten Wärme wird der Dampf im Dampferzeuger erzeugt und überhitzt. Die Staubfeuerungen sind bisher in einer breiten Leistungsklasse von 50 bis 2200 MW<sub>th</sub> realisiert [14, S. 205] und weisen folgende Vorteile auf:

- hoher Wirkungsgrad [14, S. 257]
- Nutzung der regenerativen Speisewasser- und Luftvorwärmung [14, S. 257]
- schnelles Anfahren [14, S. 257], [16, S. 169]
- große Laständerungen [16, S. 169]
- breites Brennstoffband [16, S. 169]
- gute Automatisierungsfahigkeit [16, S. 169].

Aufgrund von ihren Vorteilen sind die Staubfeuerungen der Stand der Technik bei Großkraftwerken [16, S. 169]. Für die Staubfeuerungen sind voluminöse Brennkammer [14, S. 258] mit der Brennstoffaufbereitung außerhalb der Brennkammer kennzeichnend [16, S. 140]. Die Staubfeuerungen unterscheiden sich hinsichtlich der Art des Kohleeintrages in die Brennkammer (direkt oder indirekt) und hinsichtlich der Art der Entaschung (trocken oder flüssig) [16, S. 140].

Bei der Steinkohlestaubfeuerung haben sich durchgesetzt

- die direkte Staubeinblasung aus Mahlanlagen, da diese wirtschaftlich, einfach und sicher im Betrieb ist [14, S. 258], wenn die Kohle mit der Heißluft ausreichend getrocknet werden kann [17, S. 153] sowie
- die trockene Entaschung, da sich die Vorteile der flüssigen Entaschung nicht bestätigt hatten [14, S. 322], trotz der geringeren Staubbeladung des Rauchgases [17, S. 230].

Die Aufgabe der Mahltrocknung ist die Aufbereitung des Brennstoffes für die stabile Verbrennung mit hohem Ausbrand. Die Mahltrocknung wird gedanklich in den Mahl- sowie Trocknungsvorgang, die weitgehend gleichzeitig ablaufen, unterteilt. Die Wahl der Mahlanlage richtet sich nach Eigenschaften der Kohle (unter anderem Hardgrove-Index<sup>1</sup>) sowie nach der geforderten Mahlfeinheit, angegeben als Rückstand (R) auf dem Sieb mit einer definierten Maschweite [14, S. 285]. Für die Steinkohle beträgt die Mahlfeinheit je nach Anteil der Flüchtigen von 6 bis 30 % auf dem Sieb mit R 0,09 [14, S. 287]. Bei der Steinkohlezerkleine-

---

<sup>1</sup> Hardgrove-Index ist eine relative Mahlbarkeitskennziffer zur Ermittlung des Arbeitsaufwandes für das Mahlen der Kohle.



nung haben sich die Wälzmühlen mit Kugeln und Walzen als Mahlkörpern durchgesetzt [16, S. 146], darunter Kugelring-, Walzen- oder Schüsselmühlen, mit dem meistens direkt verbundenen Sieb [17, S. 145]. Der Sieb hat die Aufgabe, noch zu grobes Mahlgut abzuscheiden und dem Mahlvorgang erneut zuzuführen und den Kohlestaub zu trocknen. Der spezifische Leistungsbedarf der Mahlanlage hängt ab von:

- den Eigenschaften der Kohle
- der Mühlebauart und
- der geforderten Mahlfineinheit

und liegt bei Wälzmühlen bei 7 bis 8 bzw. bis 10 kWh<sub>el</sub>/t<sub>Kohle</sub> [16, S. 146], [17, S. 144, Tabelle 4.1].

Die Kohle wird mit der heißen Primärluft oder mit dem Rauchgas je nach Kohleeigenschaften bei der Steinkohle auf ca. 2 % Restwassergehalt [16, S. 140] getrocknet und nach dem Passieren des Siebs zu den Brennern mittels der Staubleitungen transportiert. Der Primärluftbedarf wird deshalb nach dem Trocknungs- und Transportbedarf der Kohle bemessen und soll nach [17, S. 135], [18, S. L 41] einen Anteil von 15 bis 20 % des Gesamtluftstromes bei Vollast nicht überschreiten, damit bei allen Lasten genügend Sekundärluft vorhanden ist und die Zündfähigkeit des Kohlestaub-Luft-Gemisches im Brenner gegeben ist [17, S. 153]. Die untere Grenze der Siebertemperatur wird nach [17, S. 135] durch die geforderte zulässige Restfeuchte der Kohle festgelegt. Nach oben wird die Siebertemperatur durch die Schäden an der Lagerstellung und Abdichtung der Mühle [17, S. 135] sowie durch die Entzündung des Staubes [14, S. 299] begrenzt und liegt bei der Steinkohletrocknung mittels Luft deshalb bei 90 bis 120°C [16, S. 142]. Die höhere Siebertemperatur ist wegen der besseren Zündung grundsätzlich vorteilhaft [18, S. L 41]. In modernen Kraftwerken wird die Siebertemperatur sowohl mittels Speisewassers im Mühlenluft-Speisewasservorwärmer als auch mittels Kaltluft geregelt [19, S. 69], wobei die letzte thermodynamisch ungünstig ist und deshalb minimiert wird.

Der Trägermediumbedarf wird durch die Sättigung der Luft mit dem Kohlestaub gekennzeichnet. Die Staubsättigung der Primärluft hängt vom Anteil der flüchtigen Bestandteilen des Brennstoffes ab und liegt bei 0,25 kg/m<sup>3</sup> bei 30 % Flüchtigen und bei 0,5 bis 0,6 kg/m<sup>3</sup> bei 10 % Flüchtigen [16, S. 154].

Bei der Trockenfeuerung der Kohle mit bis zu 30 Gew.-% Asche wird die Asche als trockener Staub aus der Brennkammer meistens mit kontinuierlich arbeitenden Nassaustragern aus dem Brennraum abgezogen [17, S. 116]. Der Anteil der Brennkammer- oder Kesselasche bei Kohlen mit bis zu 30 Gew.-% Asche liegt zwischen 15 und 20 % der Gesamtasche [14, S. 308-309], [17, S. 109], wobei größere Feuerungen tendenziell einen kleineren Brennkammerascheanteil haben.

Die Verbrennung eines Brennstoffes in einem realen Kraftwerk ist trotz des Sauerstoffüberschusses (vgl. Kapitel 2.1.2) sowohl unvollkommen (nicht alle brennbare Bestandteile erreichen die höchste Oxidationsstufe) als auch unvollständig (brennbare Bestandteile befinden sich teilweise in den Brennkammerrückständen und im Flugstaub). Gründe dafür sind [14, S. 618-619]:

- zu grobe Ausmahlung

- unzureichende Vermischung im Brenner und zu geringe Aufenthaltszeit in der Brennkammer
- örtlicher Luftmangel in der Verbrennungszone.

Moderne Staubfeuerungen erreichen Tiefstwerte für Unverbranntes in den Brennkammerrückständen und im Flugstaub von 0,0015 bis 0,003 [17, S. 528] bzw. 0,003 bis 0,006 [14, S. 618] der Feuerungswärmeleistung. Bei Steinkohlefeuerungen wird nach [20, S. 120] und [14, S. 746] zusätzlich bis zu 5 % der Schwefel in der Asche eingebunden.

Unter Emissionen einer Feuerungsanlage werden die von einer Anlage ausgehenden Luftverunreinigungen bezeichnet. Gemäß dem Bundes-Immissionsschutzgesetz sind die Luftverunreinigungen die Veränderungen der natürlichen Zusammensetzung der Luft [21, § 3, Nr. 4]. Die Zusammensetzung des Roh-Rauchgases nach der Feuerung eines konventionellen Kraftwerkes wird durch folgende Faktoren beeinflusst:

- Brennstoffzusammensetzung und -eigenschaften
- Luftüberschuss (vgl. Kapitel 2.1.2)
- Feuerungsbedingungen.

Tabelle 2.2: Roh-Rauchgaszusammensetzung des Steinkohlekraftwerkes mit der Staubfeuerung und dem trockenen Ascheabzug

Rauchgas-komponente	Einheit	Wert	Bemerkung / Quelle
N <sub>2</sub>	Vol.-%	74 – 76	Werte für CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> und H <sub>2</sub> O aus [22, S. 30] bei der Luftzahl 1,15, vgl. Kapitel 2.1.2. Werte für N <sub>2</sub> und Ar - eigene Berechnung auf der oben genannten Grundlage
CO <sub>2</sub>	Vol.-%	14,5 – 15,6	
O <sub>2</sub>	Vol.-%	2,8 – 3,0	
H <sub>2</sub> O	Vol.-%	4 – 7	
Ar	Vol.-%	0,9 – 1,0	
NO <sub>x</sub>	mg/Nm <sup>3</sup>	< 1400	ohne Primärmaßnahmen [17, S. 294]
		700 – 1200	ohne Primärmaßnahmen, BImSchV-konform <sup>2</sup> [14, S. 359]
		250 – 500	mit Primärmaßnahmen, BImSchV-konform [14, S. 359]
		< 500	mit Primärmaßnahmen, BImSchV-konform [19, S. 75]
CO	mg/Nm <sup>3</sup>	< 200	[17, S. 294]
Staub	mg/Nm <sup>3</sup>	< 26700	BImSchV-konform [19, S. 75]
SO <sub>x</sub>	mg/Nm <sup>3</sup>	< 3956	Schwefelgehalt bis 1,5 %, BImSchV-konform [19, S. 75]
		1300 – 3400	[17, S. 294]

Tabelle 2.2 zeigt eine typische Roh-Rauchgaszusammensetzung eines dem Stand der Technik entsprechenden Steinkohlekraftwerkes mit der Staubfeuerung und dem trockenen Ascheabzug. Die Bandbreiten der Kohlendioxid- und Wasserdampfemissionen ergeben sich

<sup>2</sup> Als BImSchV-konformes Rauchgas wird das trockene Rauchgas im Normzustand (273,15 K, 101,3 kPa) beim Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-% bezeichnet [15, § 2, Abs. 1 iVm Abs. 5, Nr. 2].

aus den unterschiedlichen Kohlenstoff-, Wasser- und Wasserstoffanteilen der verschiedenen Steinkohlen, die Bandbreiten der übrigen in Vol.-% angegebenen Emissionen sind rechnerisch. Die nach der 13. Bundes-Immissionsschutzverordnung relevanten Emissionen werden als Massenkonzentrationen des Abgases angegeben und auf das Abgasvolumen im Normzustand nach Abzug des Wasserdampfgehaltes bezogen.

### 2.1.2 Luftbereitstellung

Das für die Verbrennung der fossilen Brennstoffe benötigte Oxidans wird in heutigen Kraftwerken durch die Luft bereitgestellt. Der spezifische Luftbedarf der Verbrennung hängt von der stofflichen Zusammensetzung der Kohle und vom Luftüberschuss ab, der bei den technischen Feuerungen je nach Art des festen Brennstoffes und der Feuerung 15 bis 40 % beträgt [14, S. 55], [16, S. 116, Tabelle 5.2]. Für Staubkohlefeuerungen beträgt der Luftüberschuss 20 bis 30 % [16, S. 116, Tabelle 5.2]. Der Sauerstoffüberschuss ist erforderlich, damit die Verbrennung möglichst vollkommen und vollständig abläuft, vgl. Kapitel 2.1.1. Der Luftüberschuss wird durch das Luftverhältnis oder die Luftzahl gekennzeichnet und als Verhältnis der tatsächlichen Luftmenge zu der stöchiometrisch benötigten definiert.

Je nach Feuerungsart wird die Verbrennungsluft auf 100 bis 450°C vorgewärmt [14, S. 584], für Steinkohlestaubfeuerungen mit Trockenentaschung vorzugsweise bis auf 350°C [14, S. 584], [23, S. 289] bzw. 370°C [16, S. 148, Tabelle 6.4]. Der Umfang der Luftvorwärmung hängt von der Vielzahl der Parameter wie Speisewassereintrittstemperatur, Rauchgastemperatur und -taupunkt ab. Die vorgewärmte Verbrennungsluft [16, S. 147], [14, S. 583]

- unterstützt den Zündvorgang
- erhöht das rauchgasseitige Temperaturniveau im Dampferzeuger
- stellt die Trocknungswärme für die Mahltrocknung bereit
- senkt die Temperatur des Rauchgases und damit die Abwärmeverluste durch das Rauchgas.

Der Großteil der Wärme für die Luftvorwärmung wird durch das Rauchgas bereitgestellt. Die Rauchgas-Luftvorwärmer werden als Rekuperativ- und Regenerativ-Wärmeübertrager ausgeführt. Bei Rekuperativ-Wärmeübertragern, ausgeführt als Platten- oder Röhrenwärmeübertrager, sind die strömenden Medien durch Heizflächen voneinander getrennt. In den regenerativ arbeitenden Luftvorwärmern (übliche Abkürzung: LuVo) wird die Speichermasse, bestehend aus einer Matrix 0,5 mm dünner Blechlamellen, periodisch wechselnd von Rauchgasen aufgeheizt und von der Luft abgekühlt, wobei zwischen zwei Bauarten unterschieden wird:

- Rothemühle-Luftvorwärmer: feststehende rotationssymmetrische Speichermasse mit den synchron auf der Ober- und Unterseite rotierenden Luft- und Rauchgashauben und
- Ljungström-Luftvorwärmer: rotierende Speichermasse mit einem geschlossenen und in den Rauchgas- und Luftsektor unterteilten Gehäuse.

Die Vor und Nachteile der Rauchgas-Luft-Wärmeübertrager sind in Tabelle 2.3 angegeben. Die konstruktiven Lösungen minimieren die Nachteile der regenerativen Wärmeübertrager [14, S. 587].

Tabelle 2.3: Vor- und Nachteile der verschiedenen Rauchgas-Luft-Wärmeübertrager [14, S. 584-592], [16, S. 147-153], [17, S. 216-220], [24, S. 98-111]

	<b>Bauweise der Rauchgas-Luft-Wärmeübertrager</b>	
	<b>Rekuperativ</b>	<b>Regenerativ</b>
<b>Vorteil</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- keine Vermischung der Stoffströme</li> <li>- keine bewegende Teile</li> <li>- einsetzbar bei der Druckdifferenz der Stoffströme</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- kompakte Bauweise</li> <li>- geringe Grädigkeit aufgrund geringer Temperaturschwankung erreichbar</li> <li>- geringere Kosten</li> </ul>
<b>Nachteil</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- anfällig für Verschmutzungen</li> <li>- unzureichende Wärmedehnung (für Plattenwärmeübertrager)</li> <li>- größerer Bauvolumenbedarf</li> <li>- höhere Kosten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vermischung der Stoffströme und dadurch Errosionsgefahr im Luftsystem</li> <li>- Elektrizitätsbedarf für den Antrieb</li> <li>- ansteigender Druckverlust im Betrieb</li> <li>- Gasübertritt durch Leerräume in Speichermassen und durch Druckdifferenzen der Gasströme</li> </ul>

Die Kosten eines Regenerativ-Gas-Gas-Wärmeübertragers betragen ca. 40 % der Kosten des entsprechenden Rekuperativ-Gas-Gas-Wärmeübertragers [23, S. 292]. Die Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen ergaben deshalb folgende Temperaturdifferenzen auf der heißen Seite [14, S. 592], [17, S. 218], [24, S. 102]:

- Rekuperativ-Wärmeübertrager: 50-60 K
- Regenerativ-Wärmeübertrager: 20-25 K.

Die Rekuperativ-Luftvorwärmer werden bei Kesselanlagen mit der Feuerungswärmeleistung bis 100 MW<sub>th</sub> eingesetzt [16, S. 151]. Aufgrund der in Tabelle 2.3 angegebenen Vorteile werden bei Großkraftwerken vorzugsweise die regenerativen Luftvorwärmer eingesetzt, für Steinkohlekraftwerke – einsträngig bis zu 800 MW<sub>el</sub> [14, S. 590] bzw. bis zu 912 MW<sub>el</sub>, vgl. Kapitel 2.1, Kraftwerk Karlsruhe RDK 8. Die Kombinationen zwischen verschiedenen Typen werden ebenfalls verwendet [24, S. 102].

In Kraftwerken gibt es weitere Luftvorwärmer, die mit dem Wasser oder Dampf betrieben werden. Ihre Aufgabe besteht darin, die Taupunktunterschreitungen am kalten Ende des Rauchgas-Luftvorwärmers in allen Betriebszuständen und zu jeder Jahreszeit zu vermeiden. Der Wasser- oder Dampf-Luftvorwärmer besteht aus dem durch Wasser oder Dampf durchströmten Rohrbündel, wobei dieses auf der Luftseite zwecks der Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche berippt ist [17, S. 221-222], [23, S. 290-291].

### 2.1.3 Wasser-Dampf-Kreislauf

Ein Wasser-Dampf-Kreislauf ist die Wärmekraftmaschine mit dem Arbeitsfluid Wasserdampf und besteht aus Dampferzeuger, Turbine, Kondensator und Speisewasserpumpe, vgl. Abbildung 2.1.

Der Dampferzeuger hat die Aufgabe, die infolge der Feuerung entstandene Rauchgaswärme an den Arbeitsfluid (Wasser bzw. Wasserdampf) zu übertragen. Der im Dampferzeuger erzeugte Wasserdampf wird der Turbine zugeführt, die den Generator antreibt. Das Wasser-Dampf-Gemisch aus der Turbine wird im Kondensator abgekühlt und vollständig verflüssigt. Die Speisewasserpumpe, die den Dampferzeuger mit dem Speisewasser versorgt, schließt den Wasser-Dampf-Kreislauf.

Der thermische Wirkungsgrad der reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine hängt von der mittleren Temperatur der Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe ab:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{Abgabe}}{T_{Aufnahme}} \quad 2.1$$

mit

$\eta_{th}$	thermischer Wirkungsgrad
$T_{Aufnahme}$	mittlere Temperatur der Wärmeaufnahme
$T_{Abgabe}$	mittlere Temperatur der Wärmeabgabe

Der thermische Wirkungsgrad wird durch die folgenden Maßnahmen erhöht:

1. Steigerung der mittleren Temperatur der Wärmeaufnahme durch
  - a) die höhere Frischdampf Temperatur
  - b) den höheren Frischdampfdruck
  - c) die höhere Speisewassertemperatur
2. Absenkung der Temperatur der Wärmeabgabe.

Die Heißdampfparameter des Dampferzeugers hängen von dem Brennstoffpreis, den Investitionskosten und den Nutzungsstunden ab [14, S. 17]. Die Richtwerte für die Wirkungsgradsteigerung betragen [14, S. 17]:

- Temperaturerhöhung: 0,011 %-Punkte pro Kelvin
- Druckerhöhung: 0,005 %-Punkte pro bar.

Im Folgenden werden die einzelnen Parameterbereiche und Einflussfaktoren erläutert.

Die Höhe der Frischdampf Temperatur (Option 1 a) wird durch die Werkstoffe des Dampferzeugers begrenzt. Tabelle 2.4 gibt einen Überblick über die üblichen Werkstoffe für die Dampferzeugerstähle und ihre Anwendungsreiche. In den Kraftwerksneubauten wird die Frischdampf Temperatur von 600 bis 605°C realisiert, vgl. Tabelle 2.1.

Tabelle 2.4: Temperaturgrenzwerte für heißdampfführende Bauteile (erstellt nach [14, S. 17], neue Bezeichnungen für Stähle verwendet)

Werkstoff	Beispiel	Wandtemperatur, maximal
		°C
nicht legierte Kohlestoffstähle	P235GH, P265GH	450
legierte / hochlegierte ferritische Stähle	16 Mo 3, 13 CrMo 4-5	580
Martensitische Chromstähle	P91	620
austenitische Stähle	X10CrNiMo16-13	700

Bei der Steigerung des Frischdampfdruckes (Option 1 b) bei einer festgelegten Frischdampf-temperatur verschiebt sich der Abdampfzustand zu den kleineren Dampfgehalten. Die technische Grenze bildet die Dampfnässe am Ende der Entspannung, die aufgrund der erosiven Wirkung der Wassertropfen auf die Turbinenschaufel 10 % [16, S. 80] bzw. 10 bis 12 % [8, S. 367] nicht überschreiten soll. Die Abhilfe kann auch durch die Zwischenüberhitzung des teilentspannten Dampfes erreicht werden. In den Kraftwerksneubauten wird der Frischdampfdruck von 275 bis 290 bar realisiert, vgl. Tabelle 2.1.

Die Zwischenüberhitzung des teilentspannten Dampfes ist eine Maßnahme zur Verbesserung des Wirkungsgrades, indem der aus der Turbine kommende entspannte und dadurch abgekühlte Dampf in den Dampferzeuger erneut geleitet und auf die Zieltemperatur der Zwischenüberhitzung erneut überhitzt wird. Dabei wird die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr in den Wasser-Dampf-Kreislauf im Vergleich zum Prozess ohne Zwischenüberhitzung erhöht, weil

- der Frischdampfdruck ohne Gefahr zu großer Nässe erhöht werden kann (Option 1 b) und
- die mittlere Temperatur der Wärmeaufnahme bei der Zwischenüberhitzung (Option 1) höher als die Temperatur der Wärmeaufnahme der Frischdampferzeugung ist.

Eine einfache Zwischenüberhitzung in Kraftwerken ist derzeit der Stand der Technik [16, S. 82]. Die Zieltemperatur der Zwischenüberhitzung gleicht meistens der Frischdampf-temperatur oder wird geringfügig höher gewählt, beispielsweise 610 bis 620°C (vgl. Tabelle 2.1), so dass die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr maximal wird [8, S. 369]. Die Wirkungsgradverbesserung von bis zu 10 % relativ [8, S. 369] im Vergleich zum Prozess ohne Zwischenüberhitzung weist je nach Dampfparameter ein flaches Maximum beim Verhältnis des Frischdampfdruckes zum Druck des zwischenüberhitzten Dampfes von ca. 0,2 auf [16, S. 81]. Ausgehend vom oben angegebenen Frischdampfdruck bei den Kraftwerksneubauten liegt der Dampfdruck der Zwischenüberhitzung bei 55 bis 60 bar. Die zweifache Zwischenüberhitzung erhöht zwar den thermischen Wirkungsgrad weiter, bringt aber keinen wirtschaftlichen Vorteil.

Falls die externen Wärmequellen für die Erhöhung der Speisewassertemperatur nicht vorhanden sind, wird die Speisewassertemperatur durch den prozessinternen Wärmeaustausch erhöht (Option 1 c der Steigerung des thermischen Wirkungsgrades). Die regenerative Speisewasservorwärmung erfolgt durch den Entnahmedampf, der in den Vorwärmern abgekühlt,

kondensiert und ggf. unterkühlt wird. Bei großen Dampfkraftwerken sind derzeit 8 bis 10 Vorwärmstufen mit der Speisewassereintrittstemperatur in den Kessel von 250 bis 300°C üblich [16, S. 288]. Mit steigender Zahl der Vorwärmstufen steigen die optimale Vorwärmtemperatur und die Anlagenkosten, so dass dies eine wirtschaftliche Optimierung zwischen dem Kraftwerkswirkungsgrad und den Anlagekosten darstellt. Die Erhöhung der Speisewassereintrittstemperatur ist nur dann sinnvoll, wenn der Kesselwirkungsgrad dadurch nicht verringert wird.

Die Absenkung der Temperatur der Wärmeabgabe (Option 2) hat das Ziel, ein möglichst hohes Enthalpiegefälle in der Turbine zur Elektrizitätserzeugung zur Verfügung zu stellen, und wird durch die Annäherung der Kondensationstemperatur an die Umgebungstemperatur erreicht, siehe auch Kapitel 2.1.4. Die Kondensation findet in Kondensatoren statt, wobei in Großkraftwerken in unseren Breiten dafür wassergekühlte Oberflächenkondensatoren eingesetzt werden. Mit der Kondensationstemperatur stellt sich der Kondensationsdruck ein, der bis auf die Druckverluste dem Turbinenentspannungsdruck gleich ist. Die entsprechenden Turbinen werden als Kondensationsturbinen bezeichnet. Da bei der Expansion in der Turbine der Volumenstrom des Arbeitsmediums zunimmt, und der Querschnitt der Endstufen der Turbine wegen der Materialfestigkeit begrenzt ist, wird die Turbine bei großen Kraftwerksleistungen in die Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine unterteilt [16, S. 265].

Beim realen Prozess treten folgende irreversible Änderungen im Kreisprozess auf, die zur Verringerung des thermischen Wirkungsgrades der reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine führen:

- Druckverlust im Dampferzeuger und Kondensator
- Irreversibilität in der Speisewasserpumpe und Turbine
- Druckverlust des entnommenen Dampfes für die regenerative Speisewasservorwärmung und die Grädigkeit der Vorwärmer.

Der größte Dampferzeuger auf Steinkohlebasis erreicht für ein 1300 MW<sub>el</sub> Kraftwerk 1233 kg/s bzw. 4440 t/h Dampf (Kraftwerk Amos in den USA) [14, S. 16]. Beim überkritischen Arbeitsdruck des Wasserdampfes, also über 220,64 bar, wird Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger eingesetzt [14, S. 443], im Gegensatz zu Naturumlauf- (bis 175 bar) [14, S. 448] oder zu Zwangsumlauf-Dampferzeuger (bis 200 bar) [14, S. 496]. Große Dampferzeuger werden als Einzugsdampferzeuger ausgeführt [14, S. 16], da der benötigte Platzbedarf, die Grundfläche und Stahlmasse geringer als beim Zweizug- oder Horizontalkessel sind [19, S. 65].

Die Wahl des Antriebes der Kesselspeisewasserpumpe (elektrisch oder dampfbetrieben) hängt von der Blockgröße, seiner geplanten Einsatzweise und von der Betriebsart des Dampfsystems ab [25, S. 338].

### 2.1.4 Kühlung

Die Aufgabe eines Kühlsystems ist die Übertragung der im Kondensator abgeführten Wärme an die Umwelt. Bei der Art des Kühlsystems wird zwischen der Frischwasser-, Ablauf-, Misch- und Kreislaufkühlung unterschieden [17, S. 427], [16, S. 278-279].

Um die Aufwärmung der Gewässer zu vermeiden und den Frischwasserverbrauch zu minimieren wird überwiegend die Kreislaufkühlung eingesetzt. Die Kreislaufkühlung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Abwärme an die Umgebung mittels eines Kühlturmes abgegeben wird und das Kühlwasser mittels Kühlwasserpumpen vom Kühlturm zum Kondensator und zurück gepumpt wird. Die Kreislaufkühlsysteme werden nach Art der Wärmeübertragung an die Umwelt in die Nass-, Trocken- oder Hybridkühlung differenziert [17, S. 427], [16, S. 279-282].

Bei den Nasskühltürmen wird das zu kühlende Wasser im Kühlturm versprüht und gibt die Wärme an die nach oben strömende Luft ab. Durch die Erwärmung der Luft entsteht ein Auftrieb im Kühlturm, so dass ein solcher Kühlturm als Naturzugnasskühlturm bezeichnet wird. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit hat sich ab einer Kraftwerksleistung von ca. 150 MW der Naturzugnasskühlturm durchgesetzt [17, S. 427], sofern das erforderliche Zusatzkühlwasser kostengünstig zur Verfügung steht [16, S. 279].

Die Kühlleistung und die Kühlturmtemperatur hängen stark von der Jahreszeit und von den Umgebungsbedingungen, insbesondere von der Umgebungstemperatur und von der relativen Luftfeuchte ab. Beim realen Kühlturm mit endlichen Abmessungen liegen die Warmlufttemperatur unter der Warmwassertemperatur und die Kaltwassertemperatur über der Feuchtkugeltemperatur. Bei den 22 in [25, S. 301-302] analysierten Kühltürmen liegt

- der Kühlgrenzabstand (Differenz zwischen der Feuchtkugel- und Kaltwassertemperatur) bei 10,6 bis 16,2 K und
- die Kühlzonenbreite (Differenz zwischen der Warm- und Kaltwassertemperatur) bei 8,6 und 16,2 K.

Die tatsächlichen Kühlturmtemperaturen stellen eine energetisch-wirtschaftliche Optimierung zwischen den Kühlturmabmessungen, dem Eigenbedarf des Kühlsystems und der Wärmeübertragerfläche des Kondensators dar. Eine Pauschalisierung der Kühlturmtemperaturen ist deshalb nicht möglich.

### 2.1.5 Rauchgasreinigung

Die Emissionsgrenzwerte einer Großfeuerungsanlage werden durch die 13. Bundes-Immissionsschutzverordnung (13. BImSchV) in der derzeit gültigen Fassung vom 02.05.2013 bestimmt und richten sich nach Brennstoff, Feuerungsart, Anlagenart und Feuerungswärmeleistung. Die Emissionsgrenzwerte der kohlebefeuerten Kraftwerke mit der Feuerungswärmeleistung über 300 MW<sub>th</sub> sind in Tabelle 2.5 angegeben. Die tatsächlichen Emissionen nach der Rauchgasreinigung liegen aufgrund der Kundenspezifikationen („Worst Case“-Betrieb, tatsächlicher Betrieb), und der Hersteller-Marge (Auslegungssicherheit der Anlage, Vertragsrisiko) unter Umständen deutlich darunter [26].



Tabelle 2.5: Emissionsgrenzwerte nach 13. BImSchV in mg/m<sup>3</sup>, gemessen als Tagesmittelwert des BImSchV-konformen Rauchgases<sup>3</sup>

Luftverunreinigungen	Emissionsgrenzwert	Quelle
	mg/Nm <sup>3</sup>	
NO <sub>x</sub>	150	§ 4 Abs. 1 Satz 2 Nr. 1 Buchstabe d), cc), bbb)
Gesamtstaub	10	§ 4 Abs. 1 Satz 2 Nr. 1 Buchstabe a
SO <sub>x</sub>	150	§ 4 Abs. 1 Satz 2 Nr. 1 Buchstabe e, cc), bbb)

Der Vergleich der Emissionen nach der Feuerung aus Tabelle 2.2 mit den Emissionsgrenzwerten aus Tabelle 2.5 zeigt, dass das Rauchgas eines steinkohlebefeueten Kraftwerkes entstickt, entstaubt und entschwefelt werden muss. Bei den Maßnahmen zur Emissionsminderung wird zwischen den primären (Emissionsminderung an der Entstehungsquelle) und sekundären (End-of-pipe) unterschieden.

### Stickoxidminderung

Die NO<sub>x</sub>-Bildung bei Kohlestaubfeuerungen kann durch folgende Primärmaßnahmen vermindert werden:

- Rauchgasrückführung,
- Brenner-Modifikation sowie
- Stufung der Feuerung (Brennstoff- und Luftstufung).

Da die Rauchgasrückführung bei Steinkohlekraftwerken ein Rauchgasrückführgebläse erfordert und somit zum zusätzlichen elektrischen Eigenbedarf der Anlage führt, werden die beiden letzten Maßnahmen bevorzugt [27, S. 290-301].

Bei den Sekundärmaßnahmen der Stickoxidminderung, im Weiteren auch Entstickung genannt, wird zwischen den Simultan- und Selektivverfahren unterschieden. Aus den in Abbildung 2.2 dargestellten Sekundärmaßnahmen haben sich bei der Kraftwerksanwendung die trocken arbeitenden selektiven Verfahren durchgesetzt [14, S. 759], vgl. rote Umrahmung in Abbildung 2.2. Die Simultanverfahren sind verfahrenstechnisch komplizierter und in der Regel anlagentechnisch aufwendiger [28, S. 978].

---

<sup>3</sup> Als BImSchV-konformes Rauchgas wird das Rauchgas nach der 13. BImSchV, § 2, Abs. 1 in Verbindung mit Abs. 5, Nr. 2 bezeichnet, also das trockene Rauchgas im Normzustand (273,15 K, 101,3 kPa) und beim Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-%.

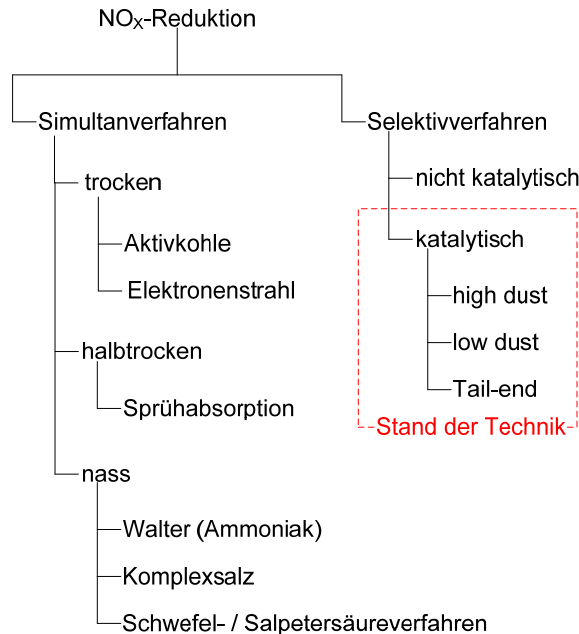


Abbildung 2.2: Sekundärmaßnahme der Stickoxidminderung (Aufstellung nach [28, S. 976-977])

Die selektiven Verfahren arbeiten nach dem Prinzip der Reduktion von NO<sub>x</sub> zum molekularen Stickstoff durch die Zugabe von Betriebsmitteln wie Ammoniak oder Harnstoff. Die unten angegebenen Gleichungen gelten für Betriebsmittel Ammoniak, da dieses geringere Betriebskosten hat [29, S. 106]:



Bei den selektiven Verfahren wird zwischen den katalytischen (selective catalytic reaktion, gebräuchliche Abkürzung: SCR) und den nichtkatalytischen (selective non-catalytic reaktion, gebräuchliche Abkürzung: SNCR) unterschieden.

Die nichtkatalytischen Verfahren werden je nach Betriebsmittel im Temperaturfenster von 850 bis 1000°C [29, S. 114] bzw. 900-1100°C [14, S. 763] angewendet. Der Nachteil der nichtkatalytischen Verfahren ist die geringere NO<sub>x</sub>-Minderungsrate von nur 30 bis 50 %, der höhere NH<sub>3</sub>-Verbrauch von 1,5 bis 2,5 Mol pro Mol NO<sub>x</sub> und die höhere NH<sub>3</sub>-Konzentration von bis zu 10 mg/Nm<sup>3</sup> im Rein-Rauchgas [29, S. 116], [14, S. 764]. Die hohe NH<sub>3</sub>-Konzentration führt zu [14, S. 759-763], [29, S. 111]:

- Bildung von Ammoniumsulfaten (siehe unten)
- Anreicherung in der abgeschiedenen Flugasche und dadurch verursachte Geruchsbelästigung bei deren Verwendung in der Bauindustrie (vgl. zusätzlich [16, S. 302]).

Die katalytischen Verfahren werden im Temperaturbereich von 170 bis 510°C eingesetzt [29, S. 106], im Kraftwerk vorzugsweise zwischen 300 und 400°C [14, S. 759], [16, S. 302]. Der Einsatztemperaturbereich richtet sich nach der Rauchgaszusammensetzung, insbesondere SO<sub>x</sub>-Konzentration (siehe unten), und beeinflusst die Wahl des Katalysatormaterials, seine Standzeit und unerwünschte Reaktionen am Katalysator [28, S. 980-981]. Je nach Positionierung im Rauchgaskanal werden Katalysatoren aus Basismetallloxiden TiO<sub>2</sub>, V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>, WO<sub>3</sub> (300 bis 450°C), Zeolithen (350 bis 600°C), Eisenoxiden und Aktivkohle (100 bis 220°C) verwendet [29, S. 107].

Die Vorteile der SCR-Technologie sind hohe NO<sub>x</sub>-Minderungsrate von bis zu 95 %, nahezu stöchiometrischer NH<sub>3</sub>-Verbrauch und NH<sub>3</sub>-Konzentration von maximal 5 mg/Nm<sup>3</sup> im gereinigten Rauchgas [29, S. 116].

Bei den katalytischen Verfahren sind verschiedene Konfigurationen möglich, die sich in der Positionierung gegenüber anderen Emissionsminderungsmaßnahmen unterscheiden, vgl. Abbildung 2.3.

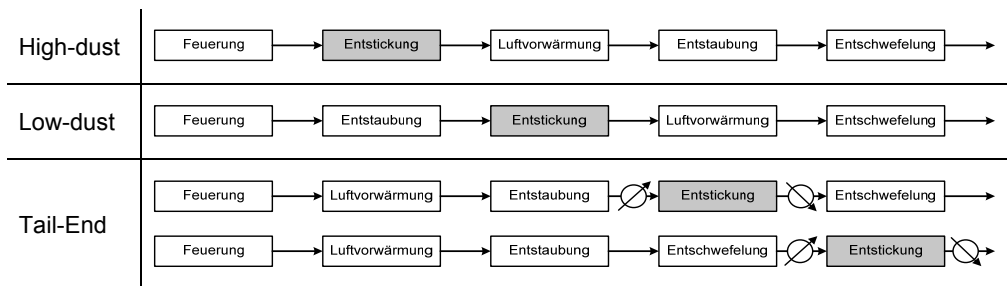


Abbildung 2.3: Anordnung der katalytischen NO<sub>x</sub>-Minderung im Rauchgaskanal

Die Vor- und Nachteile der in Abbildung 2.3 dargestellten Anordnungen sind in Tabelle 2.6 zusammengefasst.

Tabelle 2.6: Vor- und Nachteile diverser Anordnungen der katalytischen NO<sub>x</sub>-Minderung

	Anordnung der katalytischen NO <sub>x</sub> -Minderung		
	High-dust	Low-dust	Tail-End
Vorteil	optimale Betriebstemperatur	optimale Betriebstemperatur niedrige Staubbelastung	niedrige Staubbelastung nach der Entschwefelung: niedrige SO <sub>x</sub> -Belastung
Nachteil	hohe Staubbelastung hohe SO <sub>x</sub> -Belastung	hohe SO <sub>x</sub> -Belastung warme Entstaubung	Erwärmung und ggf. Abkühlung des Rauchgases notwendig

Die Entstickung wird durch folgende Komponenten des Rauchgases beeinflusst:

- a) Staub verursacht mechanischen Abrieb sowie Verschmutzungen [28, S. 980] [14, S. 762], die trotz Rußblasen zum höheren Druckverlust und zur abnehmenden Aktivität des Katalysators bzw. zur abnehmenden Katalysatorfläche führen [28, S. 991].
- b) SO<sub>2</sub> reagiert am Katalysator mit dem Sauerstoff aus Rauchgas zu SO<sub>3</sub>, das den Säuretaupunkt des Rauchgases erhöht (näheres dazu vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Säuretaupunkt des Rauchgases“) [14, S. 759]. SO<sub>3</sub> reagiert weiter mit NH<sub>3</sub> aus der Entstickungsanlage zu Ammoniumsulfat (NH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, welches beim Abkühlen im Katalysator die Poren blockiert und im Rauchgas-Luftvorwärmer ausfällt und zum Druckverlustanstieg und zur Korrosion führt [28, S. 978-981].

Trotz der grundsätzlich kürzeren Lebensdauer des Katalysators wird die High-Dust-Anordnung in neuen Großfeuerungsanlagen am häufigsten eingesetzt [29, S. 110], [16, S. 302], da der Nachteil der Tail-End-Anordnung wie das Wiederaufheizen des Rauchgases überwiegt. Die Low-Dust-Anordnung hat sich trotz der geringeren Staubbelastung des Rauchgases nicht durchgesetzt, da diese Schaltung eine Entstaubung bei den Temperaturen über 300°C erfordert, vgl. nächsten Abschnitt „Entstaubung“.

Das Ammoniak als Reduktionsmittel wird in der Regel flüssig gelagert, durch einen elektrischen oder dampfbeheizten Verdampfer verdampft und der Trägerluft zugemischt, bevor es in den Rauchgasstrom eingespritzt wird [29, S. 106]. Dabei ist die Explosionsgrenze von 15,7 Vol.-% NH<sub>3</sub> in Luft zu beachten [28, S. 988].

Der SCR-Katalysator stellt eine waben- oder plattenförmige Struktur mit der Teilung von 3,5 bis 10 mm dar [28, S. 979-980]. Die Wahl der Struktur wird von dem gewünschten Druckverlust, der Staubbelastung des Rauchgases und dem spezifischen Preis des Katalysatormaterials beeinflusst [28, S. 979-980], [29, S. 108]. Die Katalysatorelemente werden zu Katalysatormodulen und Katalysatorlagen im SCR-Reaktor gebildet. Die Anzahl der Katalysatorlagen ergibt sich rechnerisch aus dem benötigten Katalysatorvolumen und seiner Geometrie und der gewünschter NO<sub>x</sub>-Minderung. Der Druckverlust der Entstickungsanlage wird im Merkblatt über beste verfügbare Technik für Großfeuerungsanlagen mit 4 bis 10 mbar angegeben [29, S. 116, Tabelle 3.14] und hängt von folgenden Faktoren ab:

- Konfiguration der Katalysatoranlage
- Anzahl der Katalysatorlagen
- Verschmutzung des Katalysatormaterials im Betrieb.

Der Leistungsbedarf einer SCR-Entstickungsanlage durch den Betrieb von Ammoniakpumpen, Dosier- sowie Zerstäubungseinrichtungen kann gemäß dem Merkblatt über beste verfügbare Technik für Großfeuerungsanlagen bis zu 0,5 % der Bruttoleistung des Kraftwerkes betragen [29, S. 116, Tabelle 3.14] und wird im Wesentlichen durch den zu reduzierenden NO<sub>x</sub>-Massenstrom beeinflusst.

## Entstaubung

Als Feinstaub / Flugasche werden die mit dem Rauchgas mitgeführten Feststoffpartikel bezeichnet. Die Mengen- und Korngrößenverteilung der Partikel in der Flug- und Kesselasche hängt von der Art der Feuerung und vom Brennstoff ab. Bei Steinkohle-Staubfeuerungen hat die Flugasche einen Anteil von 80 bis 85 % der gesamten Asche [30, S. 418], [14, S. 309] und kann aufgrund der zuvor weitgehend festgelegten Feuerungsmodifikationen nicht wesentlich gemindert werden.

Die Sekundärmaßnahmen der Entstaubung sind in Abbildung 2.4 dargestellt. Für die Wahl des Entstaubungssystems sind gewünschter Abscheidegrad, Korngrößenverteilung der Flugasche, Betriebstemperatur, Blockgröße und Brennstoff entscheidend. Der Eigenbedarf der Entstaubungsanlage, der Druckabfall im Rauchgas sowie die Art des Rückstandes resultieren aus dem gewählten Entstaubungssystem.

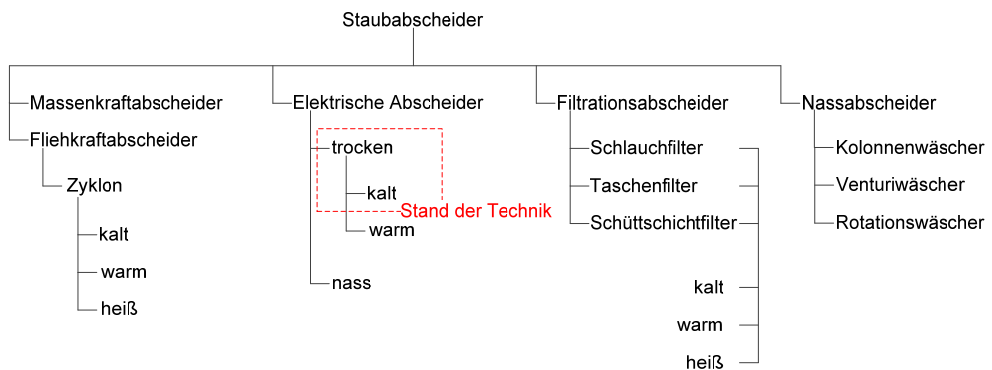


Abbildung 2.4: Sekundärmaßnahmen der Staubminderung (erstellt nach [31, S. F6 - F41])

Die elektrischen Abscheider (Elektrofilter) sind für Großfeuerungsanlagen derzeit bedeutendste Technologie, weil damit große Gasmassenströme mit einem geringen gaseitigen Druckverlust behandelt werden können [31, S. F-7]. Der Marktanteil der Elektrofilter bei Großfeuerungsanlagen liegt bei 90 % [29, S. 64, Tab. 3.2]. Die Filtrationsabscheider (Gewebe- oder Filter), die bisher vor allem in kleineren Feuerungsanlagen eingesetzt wurden, finden auch bei größeren Anlagen aufgrund der Restriktionen hinsichtlich der Reinstaubgehalte zunehmend Anwendung.

Das Prinzip des Elektrofilters beruht auf

- der negativen elektrischen Aufladung der Feststoffpartikel,
- dem Transport des aufgeladenen Feststoffpartikels im elektrischen Feld zur positiven Niederschlags- oder Sammel- und
- der Staubfassung durch die Reinigung der Niederschlags- oder Sammel- und

Trockene Elektrofilter mit starren Elektroden haben einen hohen Abscheidegrad über eine breite Korngrößenverteilung für Partikel größer als 1 µm [29, S. 64, Tab. 3.2]. Hinsichtlich der Betriebstemperatur wird zwischen dem kalten (80 bis 220°C) und warmen Elektrofilter (300 bis 450°C) unterschieden, vgl. Abbildung 2.4.

Der Abscheidegrad eines Elektrofilters wird durch die von Deutsch aufgestellte Gleichung beschrieben:

$$\varepsilon_{\text{Staub}} = 1 - e^{-\frac{v_{\text{Staub}} \times A_{\text{NE, E-Filter}}}{\dot{V}_{\text{RG, E-Filter}}}} \quad 2.4$$

mit

$\varepsilon_{\text{Staub}}$	Abscheidegrad des Elektrofilters
$v_{\text{Staub}}$	Wanderungsgeschwindigkeit [m/s]
$A_{\text{NE, E-Filter}}$	Niederschlagsfläche des Elektrofilters [m <sup>2</sup> ]
$\dot{V}_{\text{RG, E-Filter}}$	Rauchgasvolumenstrom [m <sup>3</sup> /s]

Die Wanderungsgeschwindigkeit ist die experimentell ermittelbare statistische Geschwindigkeit [17, S. 313], mit der elektrisch geladene Staubpartikel zur Niederschlagselektrode wandern [32, S. 738], und liegt in den technischen Anlagen zwischen 2 und 30 cm/s [33, S. 95], [34, S. 889]. Sie wird gekennzeichnet durch

- die Filterkonstruktion bzw. -geometrie sowie dessen Betriebsweise
- den Strömungswiderstand des Rauchgases
- den elektrischen Widerstand des Staubes und
- die Durchschlagsfestigkeit bzw. -spannung des Rauchgases.

Die optimale Rauchgasgeschwindigkeit ist brennstoff- und staubspezifisch [14, S. 739] und liegt nach [17, S. 317] zwischen 0,5 und 2,0 m/s. Der Strömungswiderstand des Rauchgases ist proportional der Dichte und der kinematischen Zähigkeit des Rauchgases [14, S. 737, 32, S. 739].

Der elektrische Widerstand des Staubes wird beeinflusst von:

- der Rauchgastemperatur
- der Rauchgaszusammensetzung, insbesondere H<sub>2</sub>O und SO<sub>3</sub>
- dem Anteil des Unverbrannten.

Der Staub mit einem elektrischen Widerstand von 10<sup>6</sup> bis 10<sup>10</sup> Ohm\*cm lässt sich am besten abscheiden [17, S. 314], vgl. Abbildung 2.5, schraffierte Fläche. Beim höheren Staubwiderstand verzögert sich die Entladung des Staubes auf der Niederschlagselektrode, so dass es sich eine Isolierschicht bildet, die die Aufladung weiterer Partikel behindert und somit die Leistungsfähigkeit des Elektrofilters verringert [17, S. 322]. Bei niedrigerem Staubwiderstand verlieren die Staubteilchen ihre Ladung schnell und verbleiben im Rauchgasstrom [17, S. 314]. Die im Rauchgas enthaltenen Wasserdampf und Schwefeltrioxid steigern die Oberflächenleitfähigkeit der Staubpartikel [17, S. 315], so dass sich der Staubwiderstand verringert. Bei höherer Temperatur überwiegt die Leitfähigkeit des Materials [17, S. 321], so dass die Oberflächeneigenschaft des Staubes geringere Rolle spielt. Bei Bedarf wird der elektrische Staubwiderstand durch die Zugabe des Wasserdampfes und Schwefeltrioxides zum zu entstaubten Rauchgas sowie durch die Änderung des Temperaturbereiches eingestellt. Abbildung 2.5 zeigt den Zusammenhang zwischen dem elektrischen Widerstand, der Rauchgaszusammensetzung und der Rauchgastemperatur.

Die Durchschlagsfestigkeit bzw. -spannung wird durch die Staubgeometrie und -form sowie durch den Wasserdampfgehalt und durch die Temperatur des Rauchgases beeinflusst [14, S. 738], vgl. Abbildung 2.5, gestrichelte schwarze Linie.

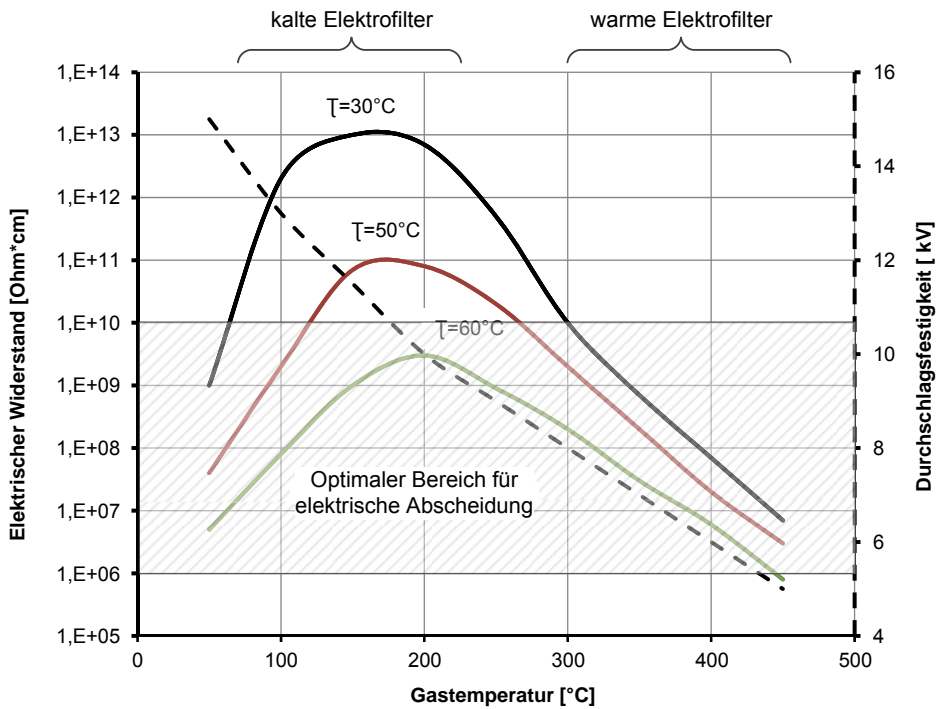


Abbildung 2.5: Elektrischer Widerstand und Durchschlagsfestigkeit des Staubes in Abhängigkeit von der Temperatur und vom Taupunkt des Rauchgases (Daten für den Widerstand und die Durchschlagsfestigkeit aus [32, S. 739-740])

Aus Abbildung 2.5 ist ersichtlich, dass der elektrische Staubwiderstand für warme Elektrofilter im optimalen Bereich liegt. Die Durchschlagsfestigkeit und damit die Wanderungsgeschwindigkeit der aufgeladenen Partikel sind dagegen zu niedrig und überwiegen die Vorteile des geringeren Staubwiderstandes. Die Folge ist, dass die dadurch bedingte verringerte Abscheideleistung durch die vergrößerte Fläche der Niederschlagselektrode kompensiert werden muss. Die erhöhte kinematische Zähigkeit des Rauchgases mit zunehmender Temperatur verringert die Wanderungsgeschwindigkeit zusätzlich [17, S. 315]. Die Vor- und Nachteile der kalten und warmen Entstaubung sind in Tabelle 2.7 zusammengefasst. Bei Nachteilen werden zusätzlich die möglichen Abhilfen genannt. Aus wirtschaftlichen Gründen setzen sich kalte Elektrofilter durch.

Tabelle 2.7: Vor- und Nachteile der kalten und warmen Elektrofilter ([17, S. 312-326], [14, S. 735-744], [32, S. 736-746], [33, S. 89-123])

Elektrofilter	Vorteil	Nachteil
kalt	<ul style="list-style-type: none"> <li>- temperaturbedingt kleiner Rauchgasvolumenstrom</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- je nach Schwefelgehalt der Kohle, Schwefelumsetzungsgrad und Ascheeigenschaften zu hoher Staubwiderstand; <u>Abhilfe:</u> Zudosierung von SO<sub>3</sub> und H<sub>2</sub>O</li> <li>- Korrosionsgefahr bei zu hoher SO<sub>3</sub>-Konzentration und zu niedriger Temperatur; <u>Abhilfe:</u> Beheizung der Wände</li> </ul>
warm	<ul style="list-style-type: none"> <li>- optimaler Betriebsbereich hinsichtlich des Staubwiderstandes</li> <li>- einfachere Entaschung wegen des besseren Fließverhaltens des Staubes</li> <li>- geringerer Unterdruck und weniger Falschluff</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- temperaturbedingt großer Rauchgasvolumenstrom; <u>Abhilfe:</u> größerer Eintrittsquerschnitt</li> <li>- aufwendigere Gasverteilung aufgrund größeren Rauchgasvolumens und höherer Druckverlust</li> <li>- höherer Strömungswiderstand wegen der höheren kinematischen Zähigkeit des Rauchgases</li> <li>- niedrigere Durchschlagsspannung und deshalb niedrigerer Abscheidegrad; <u>Abhilfe:</u> größere Niederschlagselektrode</li> <li>- Wärmeverlust; <u>Abhilfe:</u> Wärmedämmung</li> <li>- Längere Kanalführung auf der Luft- und Rauchgasseite</li> <li>- Materialbeanspruchung durch Wärmeexpansion des Filters und durch die Temperatur; <u>Abhilfe:</u> wärmefeste Stähle, konstruktive Lösungen wg. Wärmeexpansion</li> <li>- geringfügig höherer Energieverbrauch</li> </ul>

Der Staubabscheidegrad des Elektrofilters beträgt über 99,5 Gew.-% [14, S. 742], [17, S. 321]. Der Rohgasstaubgehalt im Bereich 5-30 g/m<sup>3</sup> beeinflusst den Abscheidegrad nicht [29, S. 64, Tab. 3.2], [14, S. 738-739].

Bei der Auslegung des Elektrofilters wird die Gesamtniederschlagsfläche nach Gleichung 2.4 ermittelt, die Kenntnis über Wanderungsgeschwindigkeit vorausgesetzt. Der Faktor  $A/V$  aus Gleichung 2.4 wird als spezifische Niederschlagsfläche bezeichnet und liegt für Steinkohlekraftwerke je nach dem geforderten Abscheidegrad zwischen 40 bis 60 s/m und über 100 s/m [33, S. 122]. Andere Autoren geben als Bandbreite 30 bis 70 s/m an [34, S. 889]. Mit dem steigenden Abscheidegrad des Elektrofilters erhöht sich die spezifische Niederschlagsfläche.

Mit der ausgewählten Konfiguration des Elektrofilters und der Gasgeschwindigkeit wird dieser hinsichtlich des Querschnittes und der Länge dimensioniert. Bei den Trockenelektrofiltern werden meistens plattenförmige Niederschlagselektroden horizontal in einem meist kastenförmigen Gehäuse gassenartig in Längsrichtung des Elektrofilters angeordnet [14, S. 740], [33, S. 93]. Die Rahmehäuser stellen bis 30 m Breite die bewährte Lösung dar [14, S.



740], in der Skelettbauweise können beliebige Breiten realisiert werden [33, S. 100], die allerdings die Dampferzeugerbreite nicht überschreiten sollen [14, S. 740]. Daher wird bei größeren Gasmassenströmen die Höhe des Elektrofilters variiert, bisher bis zu 14 m [14, S. 740]. Der Gassenabstand liegt heute bei 220 bis 300 mm [14, S. 740] und kann bis zu 400 mm betragen [33, S. 106]. Die Niederschlagselektroden werden aus kaltgewalzten Blechprofilen verschiedener Formen hergestellt [14, S. 740], [33, S. 104]. Mechanische Eigenschaften der Elektroden hängen von der gewählten Profilform ab [33, S. 104].

Der Druckverlust und Leistungsbedarf der Elektrofilter hängt ab von

- den Abmessungen und der Konfiguration des Elektrofilters (Einlauf, Einbauten, Abstand zwischen den Niederschlagselektroden)
- dem Massenstrom und der Partikelgrößenverteilung der abzuschneidenden Flugasche
- der Temperatur, der Zusammensetzung ( $H_2O$  und  $SO_3$ ) und der Geschwindigkeit des Rauchgases.

Aufgrund der Vielzahl und der breiten Streuung der Einflussgrößen unterscheiden sich entsprechend die Literaturdaten, auch weil unterschiedliche und zum Teil unklare Bezugswerte und Systemgrenzen verwendet werden. Tabelle 2.8 gibt einen Überblick über den Druckverlust und Leistungsbedarf der Elektrofilter.

Tabelle 2.8: Druckverlust und Leistungsbedarf der Entstaubung mittels eines Elektrofilters in Kraftwerken

<b>Druckverlust</b>	<b>elektrischer Leistungsbedarf</b>	<b>Bemerkung</b>	<b>Quelle</b>
<b>mbar</b>			
4 – 8	0,07 – 0,12 kWh/1000 m <sup>3</sup>	Beispiel für 2.500.000 m <sup>3</sup> Gasvolumen	[14, S. 742]
1,5 – 3	0,1 – 1,8 % der Bruttoleistung	Merkblatt über beste verfügbare Technik für Großfeuerungsanlagen	[29, S. 64, Tab. 3.2]
< 2,5	1,125 kW <sub>el</sub> / MW <sub>el</sub>	Beispiel für 800 MW <sub>el</sub>	[35, S. 9]
3	0,52 kWh / 1000 Nm <sup>3</sup>	Beispiel für 2.500.000 Nm <sup>3</sup> Gasvolumen (750 MW <sub>el</sub> Steinkohle)	[33, S. 119]
n.b.	0,055 kWh / 1000 m <sup>3</sup>	für verfahrenstechnische Anlagen	[34, S. 889]

Werden die Daten aus Tabelle 2.8 auf den Rauchgasvolumenstrom und die Bruttoleistung des in Kapitel 4.2 beschriebenen Referenz-Kraftwerk umgerechnet, liegt der Leistungsbedarf des Elektrofilters im Streuungsbereich zwischen 0,2 und 18 kW<sub>el</sub> / MW<sub>el</sub> installierter Leistung. Der Streuungsbereich des Druckverlustes des Elektrofilters beträgt 1,5 bis 8 mbar.

## Entschwefelung

Die SO<sub>x</sub>-Bildung bei Kohlestaubfeuerungen kann durch folgende Primärmaßnahmen vermindert werden:

- Verwendung des schwefelarme Brennstoffes
- Erhöhung des Schwefelbindgrades in der Asche durch Zugabe von kalziumhaltigen Mitteln.

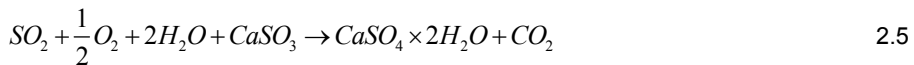
Die Entschwefelungsverfahren werden nach den verfahrenstechnischen Merkmalen eingeteilt. Einen Überblick über die in den Großfeuerungsanlagen verwendbaren Verfahren, Betriebsmittel und SO<sub>x</sub>-Abscheideraten gibt Tabelle 2.9. Für die Wahl des Entschwefelungsverfahrens sind Rauchgasmenge und -zusammensetzung, Rauchgastemperatur, Säuretaupunkt des Rauchgases sowie standortbedingte Gegebenheiten ausschlaggebend.

Tabelle 2.9: Sekundärmaßnahmen der Schwefeloxidminderung (Daten aus [17, S. 326-372], [29, S. 65-93], [14, S. 745-758])

Verfahren	regenerativ	Betriebsmittel	Abscheiderate [%]		Produkt
			SO <sub>2</sub>	SO <sub>3</sub>	
trocken	Ja	Aktivkohle	n.b.	n.b.	SO <sub>2</sub> (bis zu 30 Vol.-%)
	Ja	CuO	n.b.	n.b.	
	Nein	CaCO <sub>3</sub>	30 – 50	n.b.	Asche mit CaSO <sub>4</sub> bzw. MgSO <sub>4</sub>
		Ca(OH) <sub>2</sub> CaCO <sub>3</sub> *MgCO <sub>3</sub>			
halbtrocken	Nein	CaO	85 – 92	95	Asche mit CaSO <sub>4</sub>
		CaCO <sub>3</sub>			
nass	Ja	NaOH	95 – 98	n.b.	SO <sub>2</sub> (bis zu 30 Vol.-%)
		KOH			
		Na <sub>2</sub> SO <sub>3</sub>			(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>
		NH <sub>3</sub>			
		MgO			
	Nein	CaCO <sub>3</sub>	85 – 98	92 – 98	Gips (CaSO <sub>4</sub> *2H <sub>2</sub> O), Abwasser
		Ca(OH) <sub>2</sub>			
		CaO			
		Meereswasser	85 – 98	n.b.	SO <sub>2</sub> <sup>-2</sup> -Ionen im Wasser
		Mg(OH) <sub>2</sub>	n.b.	n.b.	MgSO <sub>4</sub>

Aus den in Tabelle 2.9 dargestellten Sekundärmaßnahmen der SO<sub>x</sub>-Minderung haben sich die nicht regenerativen Nassverfahren, vor allem Kalkstein-Gips-Verfahren, mit einem Marktanteil von ca. 80 % [29, S. 67] bzw. bis 87 % [36, S. 943-945] durchgesetzt. Sie arbeiten nach dem Prinzip der SO<sub>x</sub>-Absorption mit Kalziumverbindungen wie Branntkalk CaO, Kalk-

stein  $\text{CaCO}_3$  und Kalkmilch  $\text{Ca}(\text{OH})_2$  mit der Erzeugung von Gips  $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ . Kalk oder Kalkstein wird in 97 % der nichtregenerativen Nassverfahren verwendet [36, S. 943-945], [29, S. 89] und wird daher als Stand der Technik definiert. Die unten stehende Gleichung gilt für das Betriebsmittel Kalkstein, da dieser in der Regel billiger ist [14, S. 746], [17, S. 358] und dementsprechend öfter verwendet wird:



Der gesamte Ablauf der Entschwefelung besteht aus folgenden Teilreaktionen [14, S. 750]:

- a) Absorption von  $\text{SO}_2$  in der Waschsuspension
- b) Neutralisation der Suspension durch Kalkstein, wobei Sulfid  $\text{CaSO}_3$  und Bisulfid  $\text{Ca}(\text{HSO}_3)_2$  entstehen
- c) Oxidation der Sulfite zu Gips
- d) Kristallisation des Gipses
- e) Trennung des Rauchgases von der Waschsuspension.

Die Anlagenausführungen verschiedener Hersteller unterscheiden sich im Detail. Das partikelarme Rauchgas wird in den Wäscher eingeblasen, kontaktiert mit dem aus den Düsen im Gegenstrom versprühten Absorptionsmittel, kühlt sich dabei auf die Wasserdampfsättigungstemperatur ab, die bei Steinkohlekraftwerken bei 45 bis 50°C liegt, und verlässt nach dem Tropfenabscheider den Wäscher. Im Großwäscher beträgt die Gasleerrohrgeschwindigkeit ca. 4 m/s [14, S. 754]. Der Wäscher wird im Ein- oder Zweikreislaufverfahren betrieben. Die Oxidation durch die eingeblasene Luft und die Gipskristallisation findet im Sumpf (sogenannte zweite Verfahrensgeneration [17, S. 358], die derzeit verbreitet ist) oder extern statt. Der Gips wird in Hydrozyklonen sowie in Bandfiltern entwässert und hat als Endprodukt eine 95 %-ige Reinheit und 10 %-ige Feuchte [14, S. 749-753], [19, S. 76], [37].

Um das Rauchgas über den Kamin abzuleiten, wird dieses aufgeheizt. Dadurch erhöht sich der Auftrieb durch das geminderte spezifische Gewicht und verringert sich die Gefahr der Kondensation bzw. Korrosion des wasserdampfgesättigten Rauchgases. Bei der Rauchgasableitung über Kühlturm nach dem heutigen Stand der Technik entfällt die Wiederaufheizung.

Der Leistungsbedarf einer Entschwefelungsanlage hängt ab von:

- der Art und der Konfiguration der Entschwefelungsanlage
- der Art der Absorbens- und Produktaufbereitung
- dem zu reduzierenden  $\text{SO}_x$ -Massenstrom und
- dem Entschwefelungsgrad.

Gemäß dem Merkblatt über beste verfügbare Technik für Großfeuerungsanlagen benötigt eine Entschwefelungsanlage zwischen 1 und 3 % der Kraftwerksbruttoleistung [29, S. 89, Tab. 3.5]. Mit dem steigenden Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufes verringert sich dieser Wert. Bei den Entschwefelungsanlagen in modernen Kraftwerken bewegt sich dieser Anteil laut Tabelle 2.10 mit 0,4 bis 1,1 % der Kraftwerksbruttoleistung an der unteren Grenze des oben angegebenen Bereiches. Aufgrund der geringeren  $\text{SO}_x$ -Konzentration und -Fracht haben die Entschwefelungsanlagen der Steinkohlekraftwerke grundsätzlich einen geringeren Leistungsbedarf als die der Braunkohlekraftwerke, vgl. Tabelle 2.10.

Tabelle 2.10: Leistungsbedarf der Entschwefelung in Kraftwerken im Kalkstein-Gips-Verfahren

SO <sub>x</sub> -Konzentration vor Wäscher	SO <sub>x</sub> -Abscheidegrad	Elektrischer Leistungsbedarf		Brennstoff / Jahr der Inbetriebnahme	Quelle
		MW	% der Bruttoleistung		
4400 – 7700	91 – 95	n.b.	1,6 – 2,0	Braunkohle (1994)	[38, S. 17]
8400	97,6	5,5 – 7,7	0,8 – 1,1	Braunkohle (2010)	[39, S. 78-79]
3950	97,5	6,6 – 9,5	0,4 – 0,6	Steinkohle (2012)	[39, S. 78-79]

Bei einer nassen Entschwefelung mittels Kalksteinsuspension hängt der Leistungsbedarf der Nebenanlagen (Absorberrührwerk, Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung) in erster Linie vom abgeschiedenen SO<sub>x</sub>-Massenstrom ab. Einen deutlich höheren Anteil am gesamten Leistungsbedarf der Entschwefelung haben jedoch die Absorberumwälzpumpen. Die Gesamtleistung der Absorberumwälzpumpen hängt vom gewünschten Entschwefelungsgrad ab. Der Entschwefelungsgrad ist von einer Vielzahl der verfahrenstechnischen Parameter, insbesondere vom Flüssigkeits-Gas-Verhältnis (L/G-Verhältnis) abhängig [14, S. 754]. Der höhere Entschwefelungsgrad erfordert einen überproportionalen L/G-Verhältnis und damit eine höhere Gesamtleistung der Absorberumwälzpumpen. Abbildung 2.6 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Entschwefelungsgrad und dem L/G-Verhältnis.

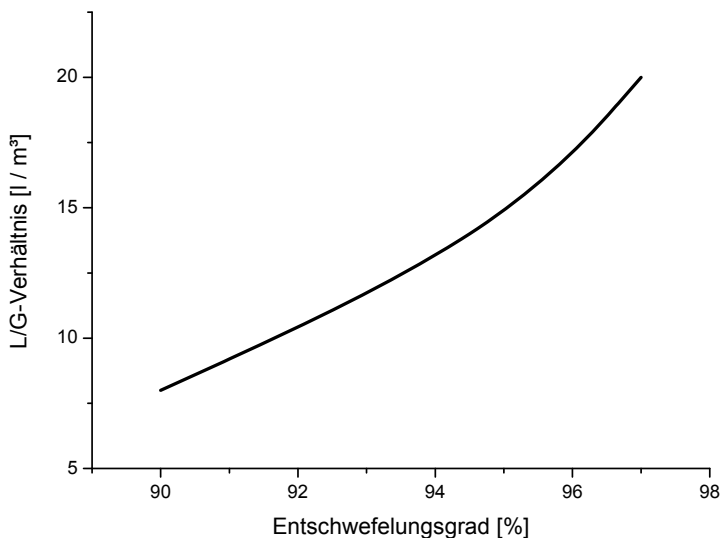


Abbildung 2.6: Zusammenhang zwischen dem Entschwefelungsgrad und dem L/G-Verhältnis für das konventionelle Kraftwerk (Daten aus [14, S. 754])

Der Druckabfall des Entschwefelungsprozesses wird im Merkblatt über beste verfügbare Technik für Großfeuerungsanlagen mit 20 bis 30 mbar angegeben [29, S. 89, Tabelle 3.5] und hängt ab von:

- der Art und der Konfiguration der Entschwefelungsanlage
- der Art und Anzahl der Sprühebene und Einbauten
- der Rauchgasgeschwindigkeit.

### 2.1.6 Abwärmenutzung

Die in einem kohlebefeuerten Kraftwerk anfallende Abwärme wird vor allem durch Kühlwasser und Rauchgas ausgetragen. Das Temperaturniveau der einzelnen Abwärmearten und ihr Anteil an der Feuerungswärmeleistung (Abkürzung FWL in Tabelle 2.11) variieren je nach Kraftwerksart, Wirkungsgrad, Kraftwerkskonfiguration und Brennstoffeigenschaften im breiten Bereich, vgl. Tabelle 2.11.

Tabelle 2.11: Abwärmen eines kohlebefeuerten Dampfkraftwerkes

Abwärme	Anteil an FWL	Temperaturniveau	Mögliche Nutzung
	%	°C	
Kühlwasser	bis 50	25 – 40 [25, S. 316]	- Erwärmung der landwirtschaftlichen Flächen durch im Erdreich verlegte Röhre - Erwärmung der Gewächshäuser - Erwärmung der Fischzuchtbecken (alle aus [25, S. 316-321])
Rauchgas	6 – 12 <sup>4</sup> (nach Rauchgas-LuVo)	130 – 170 [14, S. 619] 130 – 140 [17, S. 527]	- Wiederaufheizen des Rauchgases nach der Entschwefelung - Speisewasser-, Kondensat- und Luftvorwärmung - Fernwärmebereitstellung
Kesselstrahlung	0,3 – 1,3 <sup>5</sup>	keine Angaben	- Luftvorwärmung vor Rauchgas-LuVo [17, S. 533], [14, S. 621]
Brennkammerasche	0,15 <sup>6</sup> [16, S. 226] < 1 <sup>7</sup> [17, S. 528] < 0,2 [16, S. 227]	Ascheabzugstemperatur (anlagen-spezifisch)	keine Angaben

<sup>4</sup> Je nach Rauchgastemperatur, -massenstrom und -zusammensetzung.

<sup>5</sup> Umgekehrt proportional der Größe des Dampferzeugers, hier: Angaben für die Dampferzeugergröße zwischen 20 und 800 t/h [14, S. 621].

<sup>6</sup> Für Staubfeuerung und Kohle mit 10 % Asche [16, S. 226].

<sup>7</sup> Bezogen auf den gesamten Dampferzeugerverlust.

Im Weiteren wird die Rauchgaswärmenutzung untersucht, da diese den größten Einzelverlust darstellt und die Wärmenutzung vorzugsweise innerhalb des Kraftwerkssystems liegt.

Das Wiederaufheizen des Rauchgases nach der Entschwefelung von der Sättigungstemperatur (49 bis 70°C, brennstoffabhängig [40, S. 13]) auf 80 bis 100°C [17, S. 529] erhöht den Rauchgasauftrieb bei Kraftwerken mit der Rauchgasableitung mittels eines Schornsteines. Die großtechnisch realisierten Verfahren für das Wiederaufheizen des entschwefelten Rauchgases mit ihren Nachteilen sind in Tabelle 2.12 dargestellt.

Tabelle 2.12: Verfahren für das Wiederaufheizen des entschwefelten Rauchgases

Verfahren	Nachteil
Öl- und Gasbrenner	energetisch ungünstig
Anzapfdampf	energetisch ungünstig
mittels Dampf aufgeheizte Frischluft	energetisch ungünstig
Roh-Rauchgas, direkte Zumischung	Emissionen des Roh-Rauchgases, Grenzwertüberschreitung für Luftschadstoffe möglich

Das Wiederaufheizen des entschwefelten Rauchgases mittels des Roh-Rauchgases ersetzt das Aufheizen mittels des Anzapfdampfes oder Öl- bzw. Gasbrenners und erhöht dadurch den Wirkungsgrad des Gesamtsystems [17, S. 529-532]. Bei der Rauchgasableitung über einen korrosionsfest beschichteten Kühlturm, was derzeit der Stand der Technik darstellt, ist dies allerdings nicht mehr erforderlich [17, S. 530].

In solchen Fällen kann die Rauchgaswärme für Speisewasser-, Kondensat- und Luftvorwärmung vor dem Rauchgas-Luftvorwärmer sowie für Fernwärmebereitstellung in diversen Verschaltungen verwendet werden, vgl. auch [14, S. 620], die in Literatur unter Eigennamen wie beispielsweise Rekuuvo-Plus® von Balke Dürr GmbH [41, S. 36] und Powerise® von Babcock Borsig Steinmüller GmbH [42] bekannt sind. Allen Verfahren liegen die Wärmeentnahme aus dem Rauchgas zwischen dem Elektrofilter und dem Entschwefelungsabsorber sowie die bedarfsgerechte Wärmeverschiebung zugrunde. Die Wärmeentnahme ist durch den Bedarf der nassen Entschwefelung am Quenchwasser begrenzt, welches in der Wasserbilanz der nassen Entschwefelung berücksichtigt und aufgrund der Rauchgaswärmeentnahme überflüssig wird. Als Nachrüstopion ist die Rauchgaswärmeentnahme im Allgemeinen bis auf 100°C begrenzt, eine weiterführende Rauchgaskühlung durch die Wärmeentnahme erfordert eine Überprüfung der Wasserbilanz der Entschwefelung [43, S. 193]. Beim Neubau wurden inzwischen mehrere Anlagen mit einer Rauchgastemperatur nach der Wärmeentnahme 85 bis 90°C realisiert, vgl. Tabelle 2.15, Zeile „Rauchgastemperatur nach dem korrosionsfesten Wärmeübertrager“.

Je nach Verfahrensausführung wird das Kondensat unmittelbar durch das Rauchgas oberhalb seines Säuretaupunktes oder beim Unterschreiten des Säuretaupunktes mittels des zwischengeschalteten Wärmeträgerkreislaufes vorgewärmt. Der Wärmeträgerkreislauf dient der Sicherheit, ansonsten besteht die Gefahr, dass der Wasser-Dampf-Kreislauf bei Undichtheiten verunreinigt wird [44].

Um das Speisewasser vorzuwärmen, wird das Rauchgas auf dem höheren Temperaturniveau benötigt, je nach der Konfiguration des Wasser-Dampf-Kreislaufes derzeit über 220°C. Ein solches Rauchgas wird in konventionellen Kraftwerken grundsätzlich zur Luftvorwärmung im Rauchgas-Luftvorwärmer eingesetzt und ist für die Speisewasservorwärmung erst dann verfügbar, wenn die Luft vor dem Rauchgas-Luftvorwärmer anderweitig, beispielsweise durch Dampf in einem Dampf-Luftvorwärmer vorgewärmt wird. Die Luftvorwärmung mittels des Rauchgases auf dem niedrigeren Temperaturniveau bzw. mittels des zwischengeschalteten Wärmeträgerkreislaufes hat das Potential, nicht nur die Dampf-Luftvorwärmung zu ersetzen, sondern auch das heißere Rauchgas für die Speisewasser- und Kondensatvorwärmung zur Verfügung zu stellen. Das heiße zur Wärmenutzung freigewordene Rauchgas wird über einen Bypass geführt.

Das Ziel dieser Rauchgaswärmenutzung ist die Einsparung des Anzapfdampfes der Niederdruckteilturbine und im Falle der Speisewasservorwärmung auch dessen der Hoch- und Mitteldruckteilturbine. Der Dampf verbleibt in der Turbine und steigert dadurch die Bruttoleistung des Kraftwerkes. Die zusätzlichen positiven Nebeneffekte sind die Wassereinsparung bei der Entschwefelung [42], [43, S. 193], die Verringerung des Falschlufteintrages [41, S. 38] und des Eigenbedarfes der Gebläse.

Nachteilig jedoch sind

- der zusätzlicher Druckverlust im Rauchgasweg, der anlagenspezifisch ist [41, S. 36] und nach [44] bzw. nach der Tabelle 2.15 normalerweise bis 5 mbar beträgt und
- die zusätzliche Infrastruktur wie beispielsweise korrosionsfester Wärmeübertrager, Wärmeträgerkreislauf sowie zusätzliche Speisewasser-, Kondensat- und Wasser-Luftvorwärmer.

Einen Überblick über die erforderliche Infrastruktur der Rauchgaswärmenutzung und eine Auswahl der realisierten Anlagen gibt Tabelle 2.13.

Bei der Wärmeentnahme aus dem Rauchgas zwischen der Entstaubung und Entschwefelung kühlt sich das Rauchgas je nach Wandtemperatur des Wärmeübertragers unter den Taupunkt ab. Aufgrund der starken Korrosivität des Rauchgaskondensates stellt der korrosionsfeste Wärmeübertrager die Schlüsselkomponente solcher Konzepte dar. Außerdem muss das Rauchgas staubarm sein ( $< 20 \text{ mg/Nm}^3$ , kurzzeitig  $< 50 \text{ mg/Nm}^3$ ), damit die nassen Staubablagerungen den Wärmeübertrager nicht blockieren [44]. Dies ist in aller Regel bei der Positionierung nach der Entstaubung erfüllt. Bei der Wärmeentnahme aus dem nicht entstaubten Rauchgas ist die Abkühlung unter dem Taupunkt nach [44] zu vermeiden.

Bei den derzeit bekannten Konzepten des schwefelsäurekorrosionsfesten Wärmeübertragers werden entweder hochhalogenierte Polymere oder Metalllegierungen verwendet. Die Auswahl des Werkstoffes richtet sich nach den Einsatzbedingungen (Rauchgasbestandteile und -zusammensetzung, Betriebstemperatur und -druck) und nach dessen Wirtschaftlichkeit.

Tabelle 2.13: Infrastruktur und realisierte Anlagen der Rauchgaswärmenutzung

Ziel der Wärmenutzung	Erforderliche Infrastruktur					Ausführungsbeispiele mit Angabe des Landes, Standortes, Blocknames und der Quelle
	korrosionsfester Wärmeübertrager	Wärmeträgerkreislauf	Speisewasservorwärmer	Kondensatvorwärmer	Wasservorwärmer	
Kondensatvorwärmung	ja	ja	---	ja	---	D, Schwarze Pumpe, Block A [45] D, Boxberg, Block R [46] PL, Belchatow [47]
Speisewasser-, Kondensat- und Luftvorwärmung	nein / ja	ja	ja	ja	ja	D, Niederaußem, Block K [48] PL, Lagisza [49] FI, Jyväskylä [50]
Luftvorwärmung	ja	ja	---	---	---	PL, Mehrum [51]

Unter den hochhalogenierten Polymeren werden insbesondere modifiziertes PTFE der DuPont GmbH im AlWaFlon®-Konzept der Fa. Wallstein Ingenieur GmbH [47, S. 179-180] sowie G-FLON-PFA® in den Powerise®-Konzepten der Fa. Babcock Borsig Steinmüller GmbH [43], [52], [53] verwendet. Kennzeichnend für diese Werkstoffe sind die chemische Beständigkeit und Korrosionsfestigkeit bei der Anwendungstemperatur beim atmosphärischen Druck bis 260°C [34, S. 586-587]. Die Anwendung der Fluorkunststoffe als schwefelsäurebeständiger Werkstoff in Kraftwerken ist der Stand der Technik seit zwanzig Jahren [47, S. 185].

Unter den Metalllegierungen wird eine Nickel-Chrom-Molibdän-Legierung mit niedrigen Gehalten an Kohlenstoff und Silizium, beispielsweise Alloy 59 (Werkstoffnummer 2.4506) als vorteilhaft angesehen. Dieser Werkstoff findet Anwendung in den Wäschern der Rauchgasentschwefelungsanlagen der Kraftwerke und Müllverbrennungsanlagen und in den Anlagen für das Wiederaufheizen des Rauchgases [54, S. 6]. Der Vorteil der metallischen Werkstoffe ist der grundsätzlich bessere Wärmeübergang und die höhere mögliche Betriebstemperatur als bei Kunststoffen, vgl. Tabelle 2.14. Andererseits sind die Nickelbasislegierungen mit oder ohne Kunststoffbeschichtung weniger stabil als Fluorkunststoffe [47, S. 183].

Bei der Wärmeauskoppelung oberhalb des Säuretaupunktes des Rauchgases werden je nach Randbedingungen des Wasser-Dampf-Kreislaufes die Standard-Kraftwerksstähle verwendet. Diese Art der Wärmeauskoppelung gleicht der Verwendung eines Economisers und ist Stand der Technik. Einen Überblick über die Werkstoffe in der Rauchgaswärmenutzung und die dafür relevanten Eigenschaften gibt Tabelle 2.14.



Tabelle 2.14: Werkstoffe, deren Anwendung in der Rauchgaswärmenutzung und relevante Eigenschaften

Werkstoff	Anwendung in Rauchgaswärmenutzung / angrenzende Nutzung	Wärmeleitfähigkeit bei 20°C	Anwendungstemperatur, bis ...
		W/mK	°C
nicht legierte bzw. leicht legierte Kohlenstoffstähle Beispiel: - 1.0345 (P235GH) - 1.0425 (P265GH) - 1.5415 (16Mo3)	Rauchgasluftvorwärmer (im Taupunktbereich emailliert) [17, S. 218] Economiser [23, S. 281], Speisewasser- und Kondensatorvorwärmer [25, S. 333-334]	46 – 52 [34, S. 564-565]	450 – 530 [14, S. 17]
		57 [55, S. 3]	450 [55, S. 1]
		51 [56, S. 3] 42,5 [57, S. 3]	450 [56, S. 1] 530 [57, S. 1]
Nickel-Chrom-Molibdän-Legierungen Beispiel: - 2.4605 (NiCr23Mo16Al)	korrosionsfester Wärmeübertrager unter dem Säuretaupunkt [58], [46], [45]	15,6 – 24,9 <sup>8</sup> [34, S. 566]  10,4 [54, S. 3]	  450 [54, S. 2]
Fluorkunststoffe Beispiel: - PTFE - PFA	korrosionsfester Wärmeübertrager unter dem Säuretaupunkt [27, S. 179-185]	  0,24 [34, S. 586] 0,26 [34, S. 587]	  260 [34, S. 586] 260 [34, S. 587]

Die Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung bestehen aus Bündelrohren in fluchtender Anordnung, die sich bei Verschmutzungen und Erosion trotz der ungünstigeren Wärmeübertragung als optimal erwiesen hat [14, S. 580-581]. Der Rohrdurchmesser, die Wandstärke und die Rohrteilung der Bündelrohre hängen ab von:

- dem gewählten Werkstoff
- den Einsatzbedingungen (Druck und Temperatur)
- den Randbedingungen (Staubgehalt, Reinigungsmöglichkeit der Rohroberfläche etc.)
- dem Biegeradius, wenn keine besondere Biegeform gewählt wurde [14, S. 580-581].

Die Rauchgaswärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung werden als horizontale (wie Economiser [14, S. 580]) oder vertikale U-förmige Rohrbündelwärmeübertrager mit fluchtender Rohranordnung ausgeführt [45], [46], [49], [50] und [59, S. 28-31], da sich diese Form besonders für höhere Drücke und Temperaturen eignet [60, S. Ob 3] und die Selbstreinigungswirkung der eingesetzten Werkstoffe unterstützt wird.

Die relevanten Kenngrößen der Komponenten der oben genannten realisierten Anlagen sind in Tabelle 2.15 zusammengefasst.

<sup>8</sup> Abweichende Referenztemperatur: 100°C

Tabelle 2.15: Parameter der in Tabelle 2.9 genannten realisierten Anlagen der Rauchgaswärmenutzung

Kraftwerk / Komponente	Parameter	Einheit	Realisierte Anlagen							
			[45]	[46]	[47]	[48]	[49]	[50]	[51]	
Kraftwerk	Bruttoleistung	MW <sub>el</sub>	800	670	858	950	460	200	712	
	Brennstoff	---	BK	BK	BK	BK	StK	Bio	StK	
korrosionsfester Wärmeübertrager	übertragener Wärmestrom	MW <sub>th</sub>	22	35	2 x 32	2 x 38	19,2	12,7	28,6	
	Gasvolumenstrom	Nm <sup>3</sup> /s	520	695	k.A.	2 x 436	555	227	347	
	Werkstoff	---	Alloy 59	Alloy 59	Alwafon	G-Flon-PFA	G-Flon-PFA	G-Flon-PFA	G-Flon-PFA	
	minimale Grädigkeit	K	47,9	35,1	44	36	37,6	28	37	
	Druckverlust	mbar	3	5	k.A.	5	4	3,5	4	
	Rauchgas-temperatur	vor	°C	175	169	176	160	122	128	150
		nach		146,6	130	125	100	85	90	90
	Staubkonzentration	mg/Nm <sup>3</sup>	50	50	k.A.	45	50	50	50	
SO <sub>2</sub> /SO <sub>3</sub> -Konzentration	mg/Nm <sup>3</sup>	5600 / k.A.	3945 / k.A.	k.A.	k.A. /100	k.A.	k.A. /85	k.A. /60		
Wärmeträgerkreislauf, Zwischenwärmeübertrager	minimale Grädigkeit flüssig / flüssig	K	4	2,1	k.A.	---	---	---	---	
Wasser-Luftvorwärmer	minimale Grädigkeit	K	---	---	---	4	10	12,1	14	
Hoch- / Niederdruckwärmeübertrager	minimale Grädigkeit	K	---	---	---	27/8	k.A.	k.A.	---	

Abkürzungen: BK-Braunkohle, StK: Steinkohle, Bio: Biomasse, k.A.: keine Angaben

Im nächsten Kapitel wird der Stand der Wissenschaft und Technik der kohlebefeueten Oxyfuel-Kraftwerke mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung beschrieben.

## 2.2 Oxyfuel-Dampfkraftwerk

Das Grundkonzept eines Oxyfuel-Prozesses basiert auf der Entfernung des Luftstickstoffs aus der Verbrennungsluft vor der Feuerung mit dem Ziel, nach der Verbrennung ein Rauchgas zu erhalten, das nach der Rauchgasreinigung und der Kondensation des Wasserdampfes weitgehend (bis zu 90 Vol.-%) bzw. idealerweise ausschließlich aus  $\text{CO}_2$  besteht. Um die Verbrennungstemperatur im Feuerungsraum zu begrenzen, wird ein Teil des Rauchgases rezirkuliert. Abbildung 2.7 zeigt das Grundprinzip eines fossil befeuerten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes.

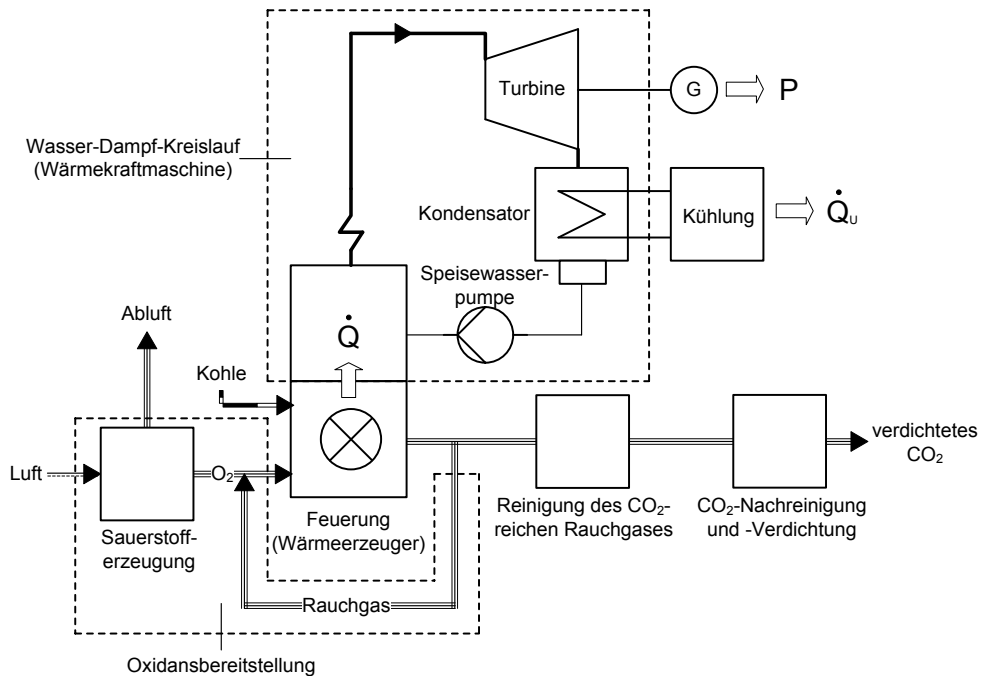


Abbildung 2.7: Fossil befeuertes Oxyfuel-Dampfkraftwerk (vereinfacht)

Das kohlebefeuerte Oxyfuel-Dampfkraftwerk umfasst fünf in Kapitel 2.1 genannten Prozesse des konventionellen Kraftwerkes sowie den Prozess „ $\text{CO}_2$ -Nachreinigung und -Verdichtung“. In Tabelle 2.16 sind die Prozesse des konventionellen Dampfkraftwerkes und Oxyfuel-Dampfkraftwerkes gegenüber gestellt. Das kohlebefeuerte konventionelle Dampfkraftwerk und Oxyfuel-Dampfkraftwerk haben gemeinsam, dass ihre Wärmekraftmaschinen (Wasser-Dampf-Kreislauf) weitestgehend identisch sind. Die Prozesse „Luftbereitstellung“ und „Rauchgasreinigung“ des konventionellen Kraftwerkes entsprechen den Prozessen „Oxidansbereitstellung“ und „Reinigung des  $\text{CO}_2$ -reichen Rauchgases“ des Oxyfuel-Kraftwerkes. Der Unterschied zwischen dem Prozess „Reinigung des  $\text{CO}_2$ -reichen Rauchgases“ und dem Teilprozess „ $\text{CO}_2$ -Nachreinigung“ des Prozesses „ $\text{CO}_2$ -Nachreinigung und -Verdichtung“ besteht darin, dass die  $\text{CO}_2$ -Nachreinigung beim höheren Druck als der atmosphärische stattfindet und somit in die  $\text{CO}_2$ -Verdichtung integriert ist.

Tabelle 2.16: Prozesse des konventionellen Dampfkraftwerkes und Oxyfuel-Dampfkraftwerkes

	Konventionelles Kraftwerk	Oxyfuel-Kraftwerk
<b>Prozesse</b>	Feuerung	Feuerung
	Luftbereitstellung	Oxidansbereitstellung (Sauerstofferzeugung und Rauchgasrückführung)
	Wasser-Dampf-Kreislauf	Wasser-Dampf-Kreislauf
	Kühlung	Kühlung
	Rauchgasreinigung	Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases
	----	CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -Verdichtung

Die Anwendung des Oxyfuel-Prozesses am Dampfkraftwerk stellt eine Reihe der Randbedingungen und Anforderungen an dieses. Aufgrund der höheren Integrität des Oxyfuel-Prozesses betreffen sie mehrere Prozesse des Oxyfuel-Kraftwerkes. Tabelle 2.17 fasst die Randbedingungen und Anforderungen eines Oxyfuel-Prozesses und deren Auswirkungen auf die einzelnen Prozesse qualitativ zusammen. Mit den grau hinterlegten Feldern werden die Prozesse gekennzeichnet, die von der jeweiligen Randbedingung bzw. Anforderung betroffen sind.

Tabelle 2.17: Randbedingungen und Anforderungen eines Oxyfuel-Kraftwerkes und deren Auswirkungen auf die Prozesse

Randbedingung / Anforderung	Prozesse			
	Feuerung	Oxidans- bereitstellung	Reinigung des CO <sub>2</sub> - reichen Rauchgases	CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -Verdichtung
Kohletrocknung im Rauchgas	X			
Feuerung in der Rauchgas-Sauerstoffatmosphäre	X			
Bereitstellung des Sauerstoffes		X		
Rauchgasrückführung		X		
Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases			X	
Verdichtung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases				X
Minimierung der Verunreinigungen im CO <sub>2</sub> -reichen Strom				
Minimierung der Verluste des CO <sub>2</sub>				

Der derzeitige Wissensstand der Oxyfuel-Kraftwerkstechnik wird in Kapiteln 2.2.1 bis 2.2.7 dargestellt. Die in Tabelle 2.17 genannten Randbedingungen und Anforderungen werden im durch einen „X“ in den Feldern gekennzeichneten Prozess beschrieben. Die Minimierung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Strom und die Minimierung der Verluste des CO<sub>2</sub> betreffen alle Prozesse aus Tabelle 2.17 und werden deshalb gesondert in Kapitel 2.2.7 „Betriebsaspekte eines Oxyfuel-Kraftwerkes“ behandelt.

### 2.2.1 Feuerung

Für die mit den festen Brennstoffen befeuerte Oxyfuel-Feuerung kommen grundsätzlich sowohl die Wirbelschicht- als auch Staubfeuerung in Frage. Aufgrund der in Kapitel 2.1.1 genannten Verbreitung der Staubfeuerung fokussiert sich diese Arbeit auf die Staubfeuerung.

#### Kohletrocknung mit Rauchgas

Während die Wahl des Trocknungsmediums (Luft oder Rauchgas) bei der Luftfeuerung durch den Trocknungsbedarf und somit durch den Wassergehalt der Kohle bestimmt wird (vgl. Kapitel 2.1.1), muss die Kohle im Oxyfuel-Prozess unabhängig von ihrem Feuchtegehalt mittels des Rauchgases getrocknet werden, um die Verunreinigungen des CO<sub>2</sub>-Produktstromes nach der Feuerung gering zu halten. Die für die Kohletrocknung relevanten Rauchgasparameter müssen die in Tabelle 2.18 aufgeführten Kriterien erfüllen. Während die ersten beiden in Tabelle 2.18 genannten Parameter auch bei der Kohletrocknung mittels Luft gelten (vgl. Kapitel 2.1.1), beschreiben die anderen Parameter die Eigenschaften des Rauchgases als Trocknungsmittel und sind daher oxyfuelspezifisch.

Tabelle 2.18: Parameter und Kriterien für die Kohletrocknung mittels Rauchgases

Parameter	Kriterien
Wärmestrom	mindestens ausreichend für die Kohletrocknung vom Rohwassergehalt bis zum gewünschten Wassergehalt
Transportvolumenstrom / Kohlestaub-sättigung	mindestens ausreichend für die Zündung der Kohle in der Brennkammer sowie für den ablagerungsreifen Transport in Kohlestaubleitungen
Partikelgehalt	maximal zulässiger Gehalt zwecks Vermeidung der Beschädigung des Primäroxidansgebläses
Sichtertemperatur	mindestens Taupunkt des Rauchgases, maximal Entzündungsgrenze des Staubes

Das Rauchgas für die Kohletrocknung im Oxyfuel-Prozess wird dem Hauptrauchgasstrom entnommen. Die Art und der Umfang der Vorbehandlung des Rauchgases hängen vom benötigten Wärmestrom, vom zulässigen Partikelgehalt des Rauchgases und von der erforderlichen Sichtertemperatur ab.

Wenn die heute bei der Steinkohlemahltrocknung übliche Sichtertemperatur von 90 bis 120°C eingehalten werden soll (vgl. Kapitel 2.1.1), muss das Oxyfuel-Rauchgas entstaubt

und je nach Höhe seines Säuretaupunktes entschwefelt sein, vgl. auch Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Säuretaupunkt des Rauchgases“. Um die in Tabelle 2.18 aufgeführten Kriterien einzuhalten, sind unter Umständen unterschiedliche Rauchgasrückführungen erforderlich, vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Rauchgasrückführung“. Deshalb beeinflusst die Kohletrocknung den Prozess „Oxidansbereitstellung“, dort vor allem den Teilprozess „Rauchgasrückführung“, sowie den Prozess „Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases“.

Der Aspekt „Kohletrocknung im Rauchgas“ wird in der Vattenfall-Pilotanlage nicht berücksichtigt, da diese mit dem schon bereitgestellten Braunkohlestaub mit einem Heizwert von ca. 21 MJ<sub>th</sub>/kg befeuert wird [61, S. 238].

### Feuerung in der Rauchgas-Sauerstoffatmosphäre

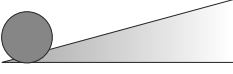
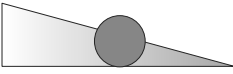

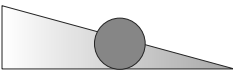
Der Unterschied zwischen der Luft- und Oxyfuel-Feuerung besteht darin, dass die Oxyfuel-Feuerung in einer Rauchgas-Sauerstoff-Atmosphäre (im Weiteren als Oxidans bezeichnet) stattfindet. Somit erhöht sich der Freiheitsgrad der Feuerungsparameter um den Sauerstoffanteil im Oxidans. Der Sauerstoffanteil in der Luft, die in den dem Stand der Technik entsprechenden Kraftwerken als Oxidans dient (vgl. Kapitel 2.1.2), ist dagegen nicht variabel. Der gewünschte Sauerstoffanteil im Oxidans wird durch die Variation des Rauchgas-Rezirkulationsmassenstromes eingestellt, welcher wiederum die in Tabelle 2.19 aufgeführten Feuerungsparameter beeinflusst. Die jeweils angestrebten Zielbereiche der Feuerungsparameter sind durch die Kreise gekennzeichnet und werden in der dritten Spalte der Tabelle 2.19 zusammen mit den getesteten Bereichen und Einschränkungen erläutert. In die abschließende Quantifizierung des Rauchgas-Rezirkulationsmassenstromes fließt seine Temperatur ein, vgl. Kapitel 2.2.2.

Die Emissionen aus der Feuerung eines Oxyfuel-Kraftwerkes werden durch folgende Faktoren beeinflusst:

- Brennstoffzusammensetzung und -eigenschaften
- Sauerstoffüberschuss und -reinheit
- Feuerungsbedingungen
- Art und Massenstrom der Rauchgasrückführung
- Falschluffstrom und Ort des Falschluffeintrages
- Rauchgasleckagestrom, -zusammensetzung und Leckageort
- Art der Rauchgasnachbehandlung im Rauchgaskreislauf.

Eine allgemein gültige Aussage über die typische Rauchgaszusammensetzung ist aufgrund der vielen Einflussfaktoren nicht möglich. Tabelle 2.20 zeigt in den Spalten 4 und 5 die Zusammensetzung des Roh-Rauchgases der mit der trockenen Braunkohle befeuerten Vattenfall-Pilotanlage für unterschiedliche getestete Betriebszustände und die wichtigsten Einflussfaktoren. In der Spalte 3 sind die typischen Emissionen eines steinkohlebefeuerten dem Stand der Technik entsprechenden Kraftwerkes aus Tabelle 2.2 angegeben.

Tabelle 2.19: Zusammenhänge zwischen den Parametern der Feuerung und Rauchgasrückführung

Parameter	Zusammenhang	Ziel / Einschränkung
Rauchgas-Rezirkulationsmassenstrom		<b>Ziel:</b> möglichst gering, um die im Rezirkulationskreislauf angeordneten Komponenten kleiner zu dimensionieren und die Betriebskosten für Rückführung einzusparen <b>min:</b> (Wärme-) Trägerstrom für Kohlestaub
kalorische Verbrennungstemperatur		<b>Ziel:</b> ähnlich wie bei der Luftfeuerung (1900 – 2200°C) je nach Brennstoff, [62, S. 228], damit die Wärmeaufnahme in der Brennkammer ungefähr konstant bleibt
O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans		<b>Ziel:</b> ähnlich wie bei der Luftfeuerung, d.h. für Oxyfuel - gering, um die CO- und NO <sub>x</sub> -Bildung einzuschränken getestet: 20 – 31 Vol.-%, f. [62, S. 227] bzw. 17 – 36 Vol.-%, stabile Verbrennung: 24 – 36 Vol.-% [63, S. 57-59]
Wärmeabgabe in der Brennkammer		<b>Ziel:</b> ähnlich wie bei der Luftfeuerung, um die Brennkammerumfassungswand nicht zu überhitzen

Der unmittelbare Vergleich zwischen den Spalten 3 und 4 der Tabelle 2.20 ist aufgrund von unterschiedlichen Brennstoffen nur eingeschränkt zulässig. Dennoch lässt sich Folgendes ableiten:

- das trockene Oxyfuel-Rauchgas besteht weitgehend, das heißt bis zu 90 Vol.-% aus CO<sub>2</sub>. Die größten Verunreinigungen mit bis zu 10 Vol.-% sind vor allem Luftbestandteile aus dem für die Verbrennung erforderlichen Sauerstoffüberschuss, den Verunreinigungen des Sauerstoffes sowie dem Falschlufteintrag.
- der Sauerstoffgehalt nach der Oxyfuel-Feuerung beim gleichen Sauerstoffüberschuss ist grundsätzlich höher im Vergleich zur Luftfeuerung. Dies bedeutet, dass der Sauerstoffüberschuss bei der Oxyfuel-Verbrennung von 1,15 auf 1,10 ohne negative Auswirkungen reduziert werden kann [63, S. 58].
- die SO<sub>x</sub>-Emissionen liegen deutlich über denen der Luftfeuerung. Dies führt dazu, dass der Rauchgassäuretaupunkt ansteigt, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Säuretaupunkt des Rauchgases“.

Tabelle 2.20: Roh-Rauchgaszusammensetzung nach der Staubfeuerung des konventionellen Steinkohlekraftwerkes und der trockenbraunkohlebefeueren Vattenfall-Pilotanlage

Rauchgasbestandteile	Einheit	Konventionelles Steinkohlekraftwerk	Oxyfuel-Kraftwerk (trockene Braunkohle)	
			Wert	Einflussfaktor
CO <sub>2</sub>	Vol.-%	14,5 – 15,6 (f)	64 (f) [62, S. 222] 85 – 90 (tr) [61, S. 240]	- Kohlezusammensetzung - Falschluffstrom
H <sub>2</sub> O	Vol.-%	4 – 7 (f)	27 – 30 [61, S. 240]	- Rauchgasreinigung in der Rauchgasrückführung
O <sub>2</sub>	Vol.-%	2,8 – 3,0 (f)	~ 5 (tr) [61, S. 240] 3,0 – 5,2 / 2,5 – 4,3 / 1,5 – 2,5 (f) <sup>9</sup> [63, S. 57], [62, S. 227] bis 7,5 (f) [63, S. 59]	- Oxidansüberschuss (getestet: 1,1 – 1,15 [63, S. 59]) - O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans [63, S. 57-59], Tendenz: je höher O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans, desto höher O <sub>2</sub> -Anteil im Ausbrand
N <sub>2</sub> , Ar	Vol.-%	75 – 77 (f)	~ 3 (f) [62, S. 222]	- Falschluffstrom
SO <sub>2</sub>	mg/Nm <sup>3</sup>	< 4000 <sup>10</sup>	11500 (tr) [64, S. 271] <sup>11</sup> 7000 – 21500 (tr) [63, S. 18] <sup>12</sup> 6000 – 7000 [64, S. 279]	- Kohlezusammensetzung - Rauchgasreinigung in der Rauchgasrückführung - Aschezusammensetzung, Tendenz: erhöhte Schwefeleinbindung in die Asche gegenüber dem Luft-Fall [63, S. 68-69]
SO <sub>3</sub>	mg/Nm <sup>3</sup>	bis 20	bis 50 (tr) [64, S. 271] <sup>11</sup> 10 – 59 [63, S. 18] <sup>12</sup>	
CO	mg/Nm <sup>3</sup>	< 200	< 200 [62, S. 222] < 100 [65, S. 264]	- O <sub>2</sub> -Anteil im Ausbrand [62, S. 229], Tendenz: je weniger O <sub>2</sub> -Anteil im Ausbrand, desto höher CO-Gehalt (ähnlich wie im Luftfall) - O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans [62, S. 229], Tendenz: je weniger O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans, desto weniger CO-Gehalt [61, S. 242]
NO <sub>x</sub>	mg/Nm <sup>3</sup>	250 – 500	500 – 1000 (tr) [62, S. 229, Abbildung 9]	- Kohlezusammensetzung - Oxidansstufung [62, S. 228] - Rezirkulationsmassenstrom [63, S. 64-65] - O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans [62, S. 229], Tendenz: je weniger O <sub>2</sub> -Anteil im Oxidans, desto weniger NO <sub>x</sub> -Gehalt
Partikel	mg/Nm <sup>3</sup>	< 26700	11200 [66, S. 19]	- Feuerungsbedingungen

<sup>9</sup> Bei der Sauerstoffzufuhr wurden unterschiedliche Positionen der Sauerstoffzufuhr getestet: Vormischmodus (Sauerstoffzufuhr in die Rezirkulationsleitung und Verteilung mittels statischer Mischer), Expertmodus (gezielte Sauerstoffzufuhr in die Brennerregister und Ausbrandluft) und Hybridmodus (Hybrid aus Vormisch- und Expertmodus)

<sup>10</sup> Schwefelgehalt der Kohle bis 1,5 %.

<sup>11</sup> Auslegungswert der Rauchgasentschwefelungsanlage in der Vattenfall-Pilotanlage.

<sup>12</sup> Der angegebene Bereich ist auf die Variation der Braunkohle mit dem Schwefelgehalt zwischen 0,6 und 1,7 Gew.-% zurückzuführen.



### 2.2.2 Oxidansbereitstellung

Als Oxidans wird im Oxyfuel-Kraftwerk das Gemisch aus dem zurückgeführten Rauchgas und dem Sauerstoff bezeichnet. Dieses Kapitel gliedert sich im Folgenden in die Bereitstellung des Sauerstoffes und in die Rauchgasrückführung.

Das Rauchgas des Oxyfuel-Kraftwerkes enthält nach Tabelle 2.20 zwischen 1,5 und 7,5 Vol.-% Sauerstoff. Der zurückgeführte Rauchgasstrom beträgt je nach Temperatur zwischen 65 und 76 % des gesamten Rauchgasstromes, gemessen nach dem Dampferzeuger [61, S. 240]. Der im zurückgeführten Rauchgas enthaltene Sauerstoff steht dem Verbrennungsprozess erneut zur Verfügung und wird beim einzustellenden Sauerstoffüberschuss durch die globale Oxidanzzahl berücksichtigt. Analog zur in Kapitel 2.1.2 definierten Luftzahl beschreibt die globale Oxidanzzahl das Verhältnis der durch das Rauchgas und die Sauerstoffbereitstellungsanlage der Verbrennung zugeführten Sauerstoffmenge zu der stöchiometrisch erforderlichen Sauerstoffmenge. Die Erzeugungsleistung der Sauerstoffbereitstellungsanlage des Oxyfuel-Kraftwerkes wird daher von folgenden Faktoren beeinflusst:

- Zusammensetzung der Kohle
- Sauerstoffüberschuss
- zurückgeführter Rauchgasmassenstrom
- Sauerstoffgehalt im zurückgeführten Rauchgas.

Während die ersten beiden Einflussfaktoren mit denen des Kraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung identisch sind, stellen die letzten beiden eine Besonderheit des Oxyfuel-Prozesses dar. Die Erzeugungsleistung der Sauerstoffbereitstellungsanlage ist daher stets geringer als der tatsächliche Sauerstoffbedarf des Verbrennungsprozesses. Die Gleichung zur Berechnung der Leistung der Sauerstoffherstellungsanlage enthält Kapitel 3.2.3.3 „Modellierung des Luft- bzw. Oxidansbedarfes für Verbrennung“.

Tabelle 2.21 zeigt den stöchiometrischen und tatsächlichen Sauerstoffbedarf des Oxyfuel-Kraftwerksprozesses für vier ausgewählte Kohlen. Die stoffliche Zusammensetzung und der Heizwert der Kohlen wurden aus [14, S. 25-26] übernommen. Bei der Berechnung des Sauerstoffbedarfes eines Kraftwerkes mit der Feuerungswärmeleistung von 1210,3 MW<sub>th</sub> wurden folgende Annahmen getroffen:

- globale Sauerstoffzahl: 1,15
- Deckung des Sauerstoffbedarfes durch den im zurückgeführten Rauchgas enthaltene Sauerstoff in Höhe von 10,4 %. Dies entspricht der kalten entstaubten Primär- und kalten entwässerten Sekundär-Rauchgasrückführung, siehe nächsten Abschnitt.

Tabelle 2.21: Sauerstoffbedarf des Oxyfuel-Kraftwerksprozesses für verschiedene Kohlen

Parameter	Einheit	Steinkohle		Braunkohle	
		Russland	Polen	Deutschland	
		Donez	Katowice	Rheinland	Niederlausitz
C	%, waf	94,40	84,50	68,30	67,50
H		1,80	5,20	5,00	5,20
S		1,70	1,20	0,50	0,80
O		1,40	7,20	27,50	25,50
N		0,70	1,60	0,50	1,00
Asche	%, roh	5,00	10,00	12,50	3,50
Wasser	%, roh	5,70	7,00	56,00	57,50
Heizwert	MJ <sub>th</sub> /kg, roh	30,0	26,5	6,7	8,4
O <sub>2</sub> -Bedarf, stöchiometrisch	kg <sub>O<sub>2</sub></sub> /kg <sub>Kohle</sub>	2,369	2,156	0,612	0,764
	kg <sub>O<sub>2</sub></sub> /GJ <sub>th</sub>	78,952	81,370	91,369	91,002
O <sub>2</sub> -Bedarf, Kraftwerk 1210,3 MW <sub>th</sub>	kg <sub>O<sub>2</sub></sub> /s	98,4	101,4	114,0	113,4
	t <sub>O<sub>2</sub></sub> /h	354,3	365,2	410,2	408,4

Aus Tabelle 2.21 ist ersichtlich, dass der auf den Heizwert bezogene Sauerstoffbedarf der Braunkohlefeuerung um 12 bis 16 % über dem der Steinkohlefeuerung liegt, vgl. Zeile „O<sub>2</sub>-Bedarf, stöchiometrisch in kg<sub>O<sub>2</sub></sub>/GJ<sub>th</sub>“. Der absolute Sauerstoffbedarf des Kraftwerkes der oben genannten Größe beträgt je nach Kohle zwischen 354 und 410 t<sub>O<sub>2</sub></sub>/h.

### Bereitstellung des Sauerstoffes

Der Sauerstoff für den Oxyfuel-Prozess kann mittels diverser Verfahren gewonnen werden, beispielsweise durch kryogene Luftzerlegung, Druckwechseladsorption, Metalloxide oder Polymer- und Keramikmembranen.

Die großtechnische Anwendung der kryogenen Luftzerlegung ist Stand der Technik. Die weltweit größte Luftzerlegungsanlage wurde für das Pearl GTL Projekt für das Unternehmen Qatar Shell GTL Ltd. in Ras Laffan in Katar realisiert [67, S. 28] und besteht aus acht Einheiten je 156,250 t<sub>O<sub>2</sub></sub>/h [68, S. 17]. Für ein Kraftwerk mittlerer Größe, wie in Tabelle 2.21 angegeben, werden zwei bis drei solche Einheiten benötigt. Die Verfügbarkeit der kryogenen Luftzerlegung beziffert die Linde AG mit 99 % [69, S. 29].

Der Standardprozess der kryogenen Luftzerlegung ist auf die Produktion von (mehreren) reinen Gasen ausgelegt. Die Sauerstoffreinheit liegt bei über 99,5 Vol.-%. Der spezifische Elektrizitätsbedarf wird in der Literatur mit durchschnittlich 250 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub> angegeben, wobei dieser Wert je nach Anlagengröße und Randbedingungen um bis zu Faktor 1,4 größer sein kann, vgl. Tabelle 2.22, Spalte „O<sub>2</sub>-Reinheit > 99,5 Vol.-%“. Als Randbedingungen sind insbesondere die Umgebungstemperatur, Luftfeuchtigkeit, Kühlwassertemperatur, Sauerstoff-

austrittsdruck und -aggregatzustand, Wirkungsgrade des Kompressors und Grädigkeiten der Wärmeübertrager sowie die Wärmebereitstellung für die Adsorberregeneration zu nennen [70]. Der weitere Grund ist, dass sich viele Literaturangaben auf verschiedene oder nicht abschließend definierte Werte beziehen, beispielsweise

- „metric ton“ (1000 kg) oder „short ton“ (nach [71, S. 387] beträgt „short ton“ 907,185 kg) oder
- produziertes sauerstoffreiches Gasgemisch oder produzierter Sauerstoff.

Außerdem pflanzt sich die aus oben genannten Gründen fehlerhafte Dateninterpretation beim Weiterzitieren fort.

Im Vergleich zu den bisherigen Standardanwendungen stellt der Oxyfuel-Prozess abweichende bzw. neue Anforderungen an die Sauerstofferzeugung:

- höherer Sauerstoffbedarf (ab 250 Tsd.  $\text{Nm}^3/\text{h}$  bzw. ab 355 t/h für ein Kraftwerk mit der Bruttoleistung von 600  $\text{MW}_{\text{el}}$ ), vgl. Tabelle 2.21
- geringere Reinheit möglich (unter 97 Vol.-%) [72, S. 3], [3, S. 23]
- geringerer Überdruck des Sauerstoffes ausreichend (bis 0,1 bar) [72, S. 3], [3, S. 23]
- in der Regel keine Produktion von Co-Produkten wie Argon oder Stickstoff [72, S. 3]
- Reduktion des elektrischen Energiebedarfes [72, S. 4], [3, S. 23]
- Lastwechselgeschwindigkeit von über 2 % / min [3, S. 23]
- niedrige Investitionskosten [72, S. 4], [3, S. 23].

Werden die oben genannten Anforderungen berücksichtigt, kann die Sauerstofferzeugung mittels kryogener Luftzerlegung hinsichtlich des Energiebedarfes durch folgende Maßnahmen optimiert werden [72]:

- Absenkung der Sauerstoffreinheit
- Prozess mit doppeltem Reboiler in verschiedenen Varianten
- Dreikolonnenprozess in verschiedenen Varianten.

Die Absenkung der Sauerstoffreinheit verringert den spezifischen Energiebedarf nach der Vattenfall AG auf unter  $0,3 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$  [62, S. 238]. Die beiden letzten Maßnahmen verringern den Luftdruck von 5,7 bis auf 3,1 bar [72] und / oder Luftmassenstrom und damit die Leistung des Hauptkompressors der Luftzerlegungsanlage. Nach persönlicher Mitteilung der Linde AG kann der Energiebedarf des Standardprozesses mit der  $\text{O}_2$ -Reinheit von 95 Vol.-% von  $0,306 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$  bzw.  $214 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$  [70] (Stand 2011, definierte Randbedingungen) um bis zu 19 % gesenkt werden [72, S. 16], allerdings mit den steigenden Kosten. Die Optimierung des Hauptkompressors, deren Effizienz in [72, S. 18] mit 75 % angesetzt ist, erhöht die Prozesseffizienz zusätzlich. Eine weitere Verbesserung ist die Integration der Kompressorabwärme in die Kondensatvorwärmung des Kraftwerkes, die den oben genannten energetischen Vorteil von 19 auf ca. 25 % erhöht [73, S. 20]. Die hierzu erforderlichen Randbedingungen sind die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 10 bis 15 K oder weniger und der Druckverlust auf der Luftseite von unter 100 mbar [73, S. 18-20].

In Tabelle 2.22 sind die ausgewählten Angaben der Anlagenhersteller und -betreiber sowie wissenschaftlich nachvollziehbare Daten zum spezifischen Elektrizitätsbedarf der großtechnischen kryogenen Sauerstoffbereitstellung aufgeführt. Die Angaben in  $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$  werden

in  $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{kg}_{\text{O}_2}$  mit der Sauerstoffdichte nach dem VDI-Wärmeatlas von  $1,429 \text{ kg}/\text{Nm}^3$  umgerechnet [60, S. Dbe 2].

Tabelle 2.22: Spezifischer Elektrizitätsbedarf der großtechnischen kryogenen Sauerstoffbereitstellung

O <sub>2</sub> -Reinheit > 99,5 Vol.-%		O <sub>2</sub> -Reinheit 95 Vol.-%		Quelle
Energiebedarf	Bemerkung	Energiebedarf	Bemerkung	
0,48 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$ 335 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$	Vattenfall-Pilotanlage, 6.000 $\text{Nm}^3/\text{h}$	< 0,3 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$ < 210 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$	Vattenfall-Demonstrationsanlage, 115.000 $\text{Nm}^3/\text{h}$	[62, S. 238]
0,35 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$ 245 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$ 222 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{short ton}_{\text{O}_2}$	üblicher Wert bei Linde für Prozesskalkulation	0,25 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{Nm}^3_{\text{O}_2}$ 175 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$ 159 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{short ton}_{\text{O}_2}$	energieoptimierter Prozess für IGCC- und Oxyfuel-Anwendungen	[3, S. 20-21]
249 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$ <sup>13</sup>	Prozesssimulation in DOE/NETL-2007/1291 99,0 Vol.-%	247 $\text{kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$	Prozesssimulation in DOE/NETL-2007/1291	[74]

Der Elektrizitätsbedarf der hochreinen Sauerstoffbereitstellung von  $245 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$  verursacht je nach spezifischem Sauerstoffbedarf einen Wirkungsgradverlust des Kraftwerksprozess zwischen 7,2 (Donez-Kohle) und 8,3 %-Punkten (Rheinland-Kohle). Mit dem Elektrizitätsbedarf von  $210 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$  der für den Kraftwerksprozess optimierten Bereitstellung des Sauerstoffes mit der 95 %-igen Reinheit sinkt der Wirkungsgradverlust auf 6,2 (Donez-Kohle) bzw. 7,1 %-Punkte (Rheinland-Kohle). Gleichzeitig erhöht sich der Elektrizitätsbedarf der CO<sub>2</sub>-Verdichtung wegen des stärker verunreinigten CO<sub>2</sub> nach [75, S. 50] um ca. 0,2 %-Punkte.

### Rauchgasrückführung

Ohne Rauchgasrückführung ergibt sich bei der Verbrennung von Steinkohle der Sorte Klein-Kopje mit reinem Sauerstoff eine kalorische Verbrennungstemperatur<sup>14</sup> von bis zu  $5670^\circ\text{C}$ <sup>15</sup>,

<sup>13</sup> Berechnete Werte aus der DOE/NETL Studie, die in [74, Tabelle 5.1] als Fälle 5 (95 Vol.-% O<sub>2</sub>) und 5A (95 Vol.-% O<sub>2</sub>) bezeichnet werden:

- Elektrizitätsbedarf der kryogenen Luftzerlegungsanlage 126.680 (Fall 5) und 127.120  $\text{kW}_{\text{el}}$  (Fall 5A) [74, Tabelle 5.8]
- Massenstrom des sauerstoffreichen Gases 539.633 (Fall 5) und 514.920  $\text{kg}/\text{h}$  (Fall 5A) [74, Tabelle 5.4 und 5.5]

<sup>14</sup> Kalorische Verbrennungstemperatur ist die Temperatur, die sich einstellen würde, nachdem alle brennbaren Bestandteile des Brennstoffes in ihre höchste Oxidationsstufe umgesetzt sind. Die kalorische Verbrennungstemperatur kann sich bei der adiabaten Verbrennung niemals einstellen, da die molekulare bzw. dissoziale Diffusion ab einer Temperatur von oberhalb 1600 bzw.  $2000^\circ\text{C}$  deutlich ansteigt [76, S. 952].

da der Stickstoff als Wärmeträger und damit als Temperatursenke nicht mehr zur Verfügung steht. Da in den heutigen Brennkammer nur 30 bis 50 % der Wärme an den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen wird [14, S. 425], wird die zulässige Brennkammerendtemperatur, die unter der Ascheerweichungstemperatur liegen soll, bei der Verbrennung mit reinem Sauerstoff überschritten. Daher ist die Kühlung der Brennkammer mit dem zurückgeführten kälteren Rauchgas erforderlich.

Die Ziele der Rückführung des Rauchgases in einem Oxyfuel-Kraftwerk sind:

- a) Trocknung und Transport der Kohle in die Brennkammer
- b) Kühlung der Brennkammer
- c) Abdichtung und Kühlung der Mühlen sowie Reinigung der Heizflächen.

Der Fokus weiterer Betrachtung liegt bei den Zielen (a) und (b), da diese Rauchgasmassenströme viel größer als der Massenstrom (c) sind. In Anlehnung an die in Kapitel 2.1.2 beschriebene Primär- und Sekundärluftbereitstellung wird die Rauchgasrückführung (a) als Primär-Rauchgasrückführung über die Kohlemühlen und die Rückführung (b) als Sekundär-Rauchgasrückführung in die Verbrennung genannt.

Aus den oben genannten Zielen ergeben sich folgende Freiheitsgrade der Rauchgasrückführung:

- Massenstrom,
- Temperatur und
- Beschaffenheit und Zusammensetzung

des Rauchgases.

Die Parameter und Kriterien der Primär-Rauchgasrückführung zwecks Trocknung und Transportes der Kohle sind in Kapitel 2.2.1, Abschnitt „Kohletrocknung im Rauchgas“, Tabelle 2.18 zusammengefasst. Werden diese Kriterien eingehalten, sind der Massenstrom und die Temperatur der Primär-Rauchgasrückführung nach der Kohlemühle, genannt als Sichter-temperatur, weitgehend definiert. Eine variable Größe wäre in diesem Fall nur noch der Sauerstoffanteil im Oxidans (vgl. Kapitel 2.2.1, Abschnitt „Feuerung in der Rauchgas-Sauerstoffatmosphäre“), wenn der Sauerstoff aus der Sauerstoffbereitstellungsanlage dem Rauchgas zugemischt wird.

Die Aufgabe der Sekundär-Rauchgasrückführung ist ausschließlich die Senkung der Verbrennungstemperatur. Wenn die Rauchgastemperatur am Economiser im Vergleich zur Luftfeuerung bei ca. 380°C konstant bleibt, und der in der Brennkammer übertragene Wärmestrom ebenfalls konstant bleibt, dann muss die kalorische Verbrennungstemperatur der Oxyfuel-Feuerung mit der der Luftfeuerung übereinstimmen. Damit eignet sich die kalori-

---

<sup>15</sup> Der Berechnung der angegebenen kalorischen Verbrennungstemperatur liegen folgende Parameter zugrunde:

- Kohle Klein-Kopje mit der in Tabelle 4.3 angegebenen Zusammensetzung
- globale Oxidanzahl: 1,0
- vollständiger Umsatz der Verbrennungsprodukte bei der fiktiven Brennkammerendtemperatur von 1200°C, mit der Folge, dass die molekulare bzw. dissoziale Diffusion nicht eintritt.
- Oxidans- und Kohletemperatur: 25°C

sche Verbrennungstemperatur für die Bemessung der Sekundär-Rauchgasrückführung, vorausgesetzt, die übrigen Einflussgrößen bleiben unverändert.

Die kalorische Verbrennungstemperatur wird eingestellt, indem bei den sonst gleichen Parametern die Temperatur und der Massenstrom der Rauchgasrückführung variiert werden. Wenn der Massenstrom der Rauchgasrückführung gesenkt werden soll, muss die Temperatur der Rauchgasrückführung ebenfalls gesenkt werden, damit die erforderliche Verbrennungstemperatur eingehalten wird.

Je nach Ziel der Rückführung sind unterschiedliche Arten und Klassifizierungen der Rauchgasrückführung möglich. In dieser Arbeit wird die Klassifizierung nach der Temperatur an der Entnahmestelle aus dem Rauchgashauptstrom und nach der Rauchgasreinigung vor der Entnahmestelle gewählt. Der Vorteil dieser in Abbildung 2.8 dargestellten Klassifizierung ist, dass die Bezeichnung der Rauchgasrückführung sowohl die Temperatur an der Entnahmestelle als auch die durchgeführte vorangegangene Rauchgasreinigung umfasst. Die Temperaturskala orientiert sich an die heute übliche Rauchgastemperatur nach dem Economiser (ca. 380°C) und an die obere Betriebstemperatur der kalten Rauchgasentstaubung (ca. 200°C). Die Abfolge der Rauchgasreinigung von der Entstaubung bis zur Entwässerung ist aus der Sicht heutiger Kraftwerkstechnik die sinnvollste Variante, vgl. Kapitel 2.2.5.

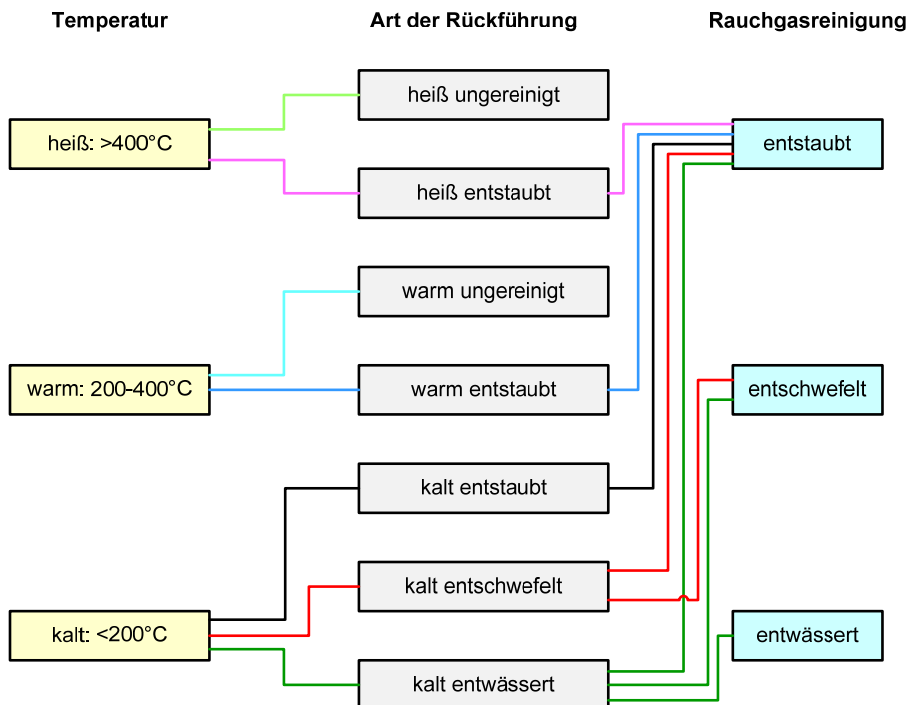


Abbildung 2.8: Klassifikation der Rauchgasrückführung im Oxyfuel-Kraftwerk

Eine Sonderform stellt die heiße Rauchgasrückführung mit einem Wärmeverschiebesystem für die warme und / oder kalte Rauchgasreinigung dar. Da sich die Stickoxide im Rauchgas-

kreislauf nicht anreichern und den Rauchgaskreislauf nachteilig nicht beeinflussen (vgl. Tabelle 2.25), ist die Stickoxidminderung im Rauchgaskreislauf nicht erforderlich. Daher entfällt der Begriff „Entstickung“ in Abbildung 2.8.

Aus der Sicht heutiger Kraftwerksauslegung sind insbesondere die kalte und warme Rauchgasrückführung sinnvoll. Die heiße Rauchgasrückführung wird für die Spülung der Sauerstoffmembran in einem der membranbasierten Kraftwerkskonzepte vorgeschlagen, vgl. Tabelle 2.39 und Tabelle 2.40. Die in Literatur beschriebenen Arten der kalten und warmen Rauchgasrückführung heutiger Kraftwerksauslegung sind in Abbildung 2.9 dargestellt.

In der Vattenfall-Pilotanlage wird nach [61, S. 239] für die Primär-Rauchgasrückführung die kalte entwässerte und für die Sekundär-Rauchgasrückführung die kalte entstaubte verwendet. In der Vattenfall-Demonstrationsanlage wird nach [63, S. 24] für die Sekundär-Rauchgasrückführung die kalte entschwefelte vorgeschlagen.

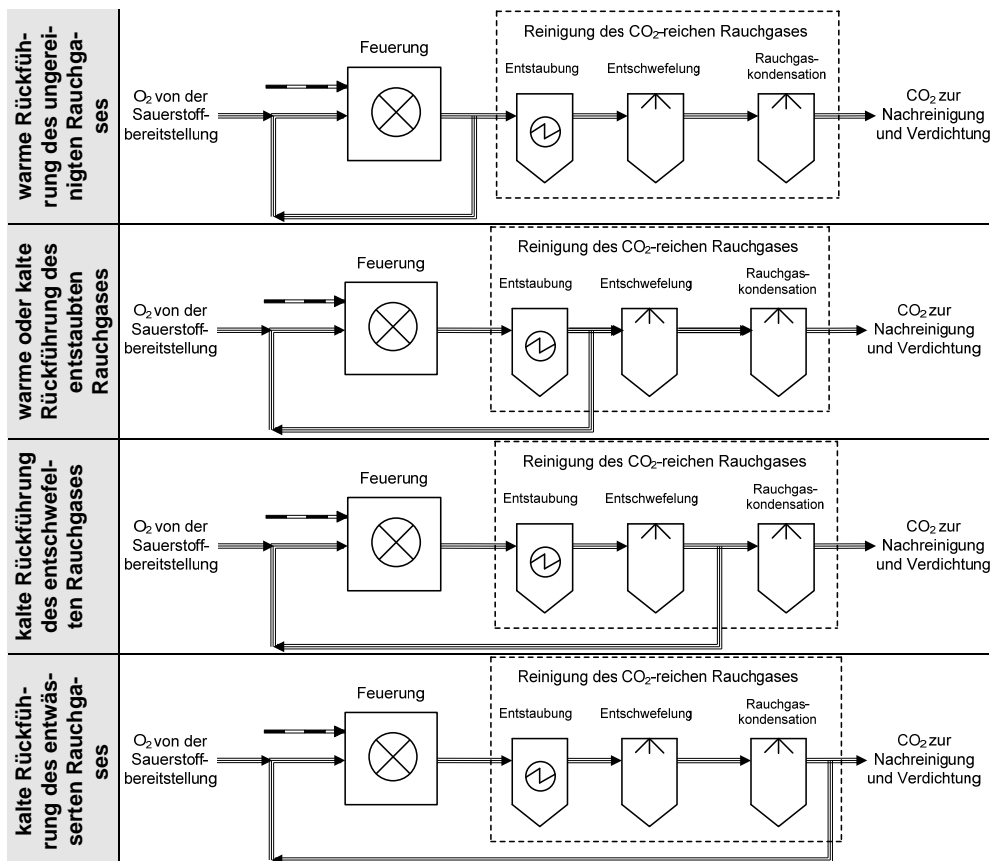


Abbildung 2.9: Arten der Rauchgasrückführung im Oxyfuel-Kraftwerk

Die Merkmale der in Abbildung 2.9 dargestellten Arten der Rauchgasrückführung sind in Tabelle 2.23 zusammengefasst. Grundsätzlich gilt, dass die wärmere Rauchgasrückführung aus energetischen Gründen vorteilhafter ist, verlangt allerdings die warme und dadurch grö-

ßere Entstaubung (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“) und stellt höhere Ansprüche an die Werkstoffe der Rauchgasrückführung und -behandlung. Die kalte Rauchgasrückführung basiert dagegen auf der dem Stand der Technik entsprechenden Rauchgasreinigung und ist energetisch nachteiliger.

Tabelle 2.23: Merkmale verschiedener Arten der Rauchgasrückführung

Temperatur	warm		kalt	
	ungereinigt	entstaubt	entschwefelt	entwässert
Länge der Rauchgasrezirkulationsleitung				
Rauchgasmassenstrom				
Rauchgasvolumenstrom				
Exergie- und Druckverluste des rezirkulierten Rauchgases				
Grad der Vorwärmung des rezirkulierten Rauchgases				
Anforderungen an Werkstoffe der Rauchgasrückführleistung				
Sonstiges	unter Umständen erforderlich:			
	- staubunempfindliches Gebläse - Staubreinigungssystem in der Rauchgasleitung	- warmer Elektrofilter und warmes Gebläse		
	Sichtertemperatur über dem Säuretaupunkt		je nach Betriebspunkt und Umgebungsbedingungen: Kondensationsgefahr in Rauchgasleitung	
			Rauchgasrückführgebläse mit hohem Wirkungsgrad verfügbar	
		kalter Elektrofilter verwendbar	kalter Elektrofilter und nasse Entschwefelung verwendbar	

Vattenfall AG gibt in [77, S. 70] an, dass durch die warme schwefelreiche Rauchgasrückführung ein Wirkungsgradgewinn von 1 %-Punkt erzielt werden kann. Des Weiteren wird in [78, S. 138-139] gezeigt, dass die warme entstaubte Primär-Rauchgasrückführung einen energetischen Vorteil von 0,2 %-Punkten im Vergleich zur kalten entschwefelten Primärrückführung hat. Beim Wechsel von der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung auf die kalte entschwefelte verschlechtert sich der Wirkungsgrad um 0,9 %-Punkte [78, S. 138-139].



### 2.2.3 Wasser-Dampf-Kreislauf

Der Wasser-Dampf-Kreislauf des Oxyfuel-Dampfkraftwerkes erfüllt die gleiche Funktion wie der des konventionellen Dampfkraftwerkes, unterscheidet sich deshalb prinzipiell nicht von diesem und wird nach gleichen Kriterien ausgelegt. Der Umfang und die Position der Wärmeein- und -auskopplung hängen von einer konkreten Kraftwerksausführung ab.

### 2.2.4 Kühlung

Die Aufgabe des Kühlsystems des Oxyfuel-Dampfkraftwerkes ist wie beim konventionellen Dampfkraftwerk die Übertragung der im Kondensator abgeführten Wärme an die Umwelt. Das Kühlsystem unterscheidet sich prinzipiell nicht von dem des konventionellen Dampfkraftwerkes. Durch den größeren Eigenbedarf und den niedrigeren Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-Kraftwerkes besteht je nach Abwärmenutzungsgrad und der Kraftwerkskonfiguration tendenziell ein zusätzlicher Kühlungs- bzw. Kühlwasserbedarf im Vergleich zum konventionellen Dampfkraftwerk.

### 2.2.5 Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases

Die Aufgabe der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases besteht in der Entfernung von Verunreinigungen nach der Oxyfuel-Feuerung, die entweder den Rauchgaskreislauf, oder andere Rauchgasreinigungsprozesse oder die Kompression und den Transport des CO<sub>2</sub> beeinträchtigen. Die Definition der Rauchgasreinigung gliedert sich in:

- 1) Festlegung des erforderlichen Grades der Rauchgasreinigung
- 2) Auswahl des Rauchgasreinigungsverfahrens sowie
- 3) Positionierung einzelner Reinigungsverfahren im Rauchgasweg.

Der *Grad der Rauchgasreinigung* hängt von der Zusammensetzung des Roh-Rauchgases und des Ziel-Gases ab. Die Zusammensetzung des Roh-Rauchgases nach der Feuerung eines Oxyfuel-Kraftwerkes ist in Kapitel 2.2.1, Tabelle 2.20 angegeben. Tabelle 2.24 stellt die Zusammensetzung der CO<sub>2</sub>-reichen Ziel-Gase für unterschiedliche Anwendungen zusammen. Aus dem Vergleich der Rauchgaszusammensetzung nach der Feuerung aus Tabelle 2.20 und der Zusammensetzungen der CO<sub>2</sub>-reichen Ziel-Gase aus Tabelle 2.24 ist ersichtlich, dass das Rauchgas nach dem Dampferzeuger zwingend gereinigt werden muss. Insbesondere ist die Partikel-, Schwefel- und Stickstoffoxid-, Wasserdampf- sowie Sauerstoffkonzentration zu reduzieren.

Tabelle 2.24: CO<sub>2</sub>-Qualitäten für verschiedene Anwendungen

Komponente	Einheit	Lebensmittel- qualität	Technisches CO <sub>2</sub>	Demo-Projekt Jänschwalde	Enhanced Oil Recovery
		[77, S. 52]	[63, S. 29]	[79, S. 25]	[80, S. 20]
CO <sub>2</sub>	Vol.-%	> 99,99	> 99,7	> 95	> 95
H <sub>2</sub> O	ppmv	< 50	< 50	< 25	< 600
O <sub>2</sub>	ppmv	< 30	k.A.	8000	< 10
N <sub>2</sub> , Ar	ppmv	k.A.	< 0,3	4,2	< 4
SO <sub>2</sub>	ppmv	< 1	< 2,5	< 25	k.A.
SO <sub>3</sub>	ppmv	---	< 0,5	< 10	k.A.
CO	ppmv	< 10	< 10	< 350	k.A.
NO	ppmv	< 2,5	< 5	< 50	k.A.
NO <sub>2</sub>	ppmv	< 2,5	< 15		k.A.

Die *Auswahl des Rauchgasreinigungsverfahrens* richtet sich nach

- dem zu erreichenden Grad der Rauchgasreinigung sowie
- der Zusammensetzung und Beschaffenheit des Roh-Rauchgases und Ziel-Gases.

Die *Positionierung einzelner Reinigungsverfahren im Rauchgasweg* richtet sich nach in Abbildung 2.10 dargestellten Strategie der Rauchgasreinigung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen einzelner Verfahren untereinander. Um die Dimensionierung der Anlagen der Rauchgasnachbehandlung zu minimieren, ist die Rauchgasreinigung im Rauchgaskreislauf zu vermeiden.

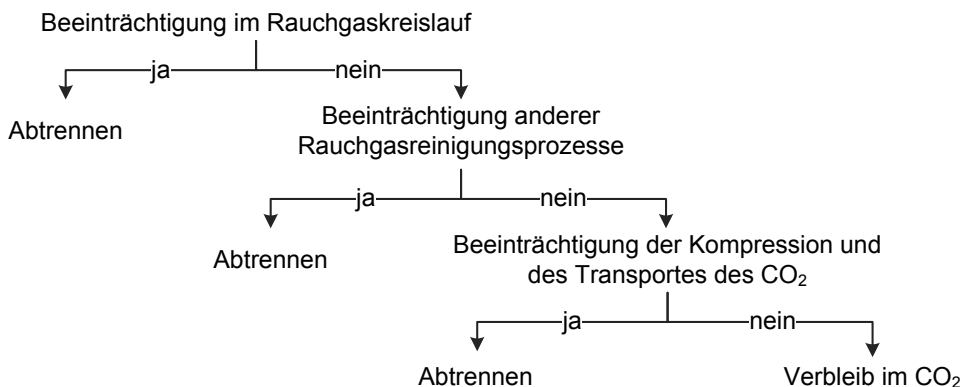


Abbildung 2.10: Strategie der Entfernung der Rauchgaskomponenten aus dem Rauchgas eines Oxyfuel-Kraftwerkes

Die Beeinträchtigungen hängen von der Konzentration der Rauchgasbestandteile und von den Prozessbedingungen ab. Tabelle 2.25 fasst die Einflüsse der Rauchgasbestandteile auf

den Rauchgaskreislauf, Rauchgasreinigungsprozesse sowie Kompression und Transport von CO<sub>2</sub> zusammen.

Tabelle 2.25: Einfluss der Rauchgasbestandteile auf Prozesse eines Oxyfuel-Kraftwerkes

Komponente	Beeinträchtigung		
	Rauchgaskreislauf	Rauchgasreinigungsprozesse	Kompression und Transport von CO <sub>2</sub>
NO <sub>x</sub>	nein	nein	ja
Partikel	ja (Rauchgasrückführgebläse)	ja (Entstickung, Entschwefelung und Entwässerung)	ja
SO <sub>x</sub>	ja (bei Unterschreitung des Säuretaupunktes)	ja (Entwässerung)	ja
CO	nein	nein	nein
H <sub>2</sub> O	ja (bei Unterschreitung der Sättigungstemperatur)	ja (bei Unterschreitung der Sättigungstemperatur)	ja
N <sub>2</sub>	nein	nein	nein
O <sub>2</sub>	nein	nein	ja (Korrosion)
Ar	nein	nein	nein

Aufgrund der Vielzahl der zu eliminierenden Rauchgaskomponenten und der in Frage kommenden Rauchgasreinigungsverfahren existieren mehrere Konzepte der Reinigung des Oxyfuel-Rauchgases. Während die Rauchgasreinigung eines konventionellen Steinkohledampfkraftwerkes eine Entstickung, Entstaubung und Entschwefelung umfasst, beinhaltet die Rauchgasreinigung eines Oxyfuel-Kraftwerkes zusätzliche und / oder andere Prozesse. Abbildung 2.11 gibt einen Überblick über die in der Literatur diskutierten bzw. in Praxis erprobten Konzepte der Rauchgasreinigung im Oxyfuel-Prozess. Der farbig eingezeichnete Bereich markiert die in die CO<sub>2</sub>-Verdichtung integrierten Rauchgasreinigungsverfahren.

Die in Abbildung 2.11 dargestellte Rauchgasreinigung des konventionellen Kraftwerkes basiert auf Kapitel 2.1.5, die der Oxyfuel-Feuerung – auf folgenden Quellen:

- Vattenfall-Pilotanlage mit Linde-Konzept: [81, S. 219], [82, S. 204-205]
- Vattenfall-Pilotanlage mit Air Products-Konzept: [81, S. 219], [83, S. 87-97]
- Planung der Vattenfall-Demonstrationsanlage: [84, S. 28]
- Studie der TU Hamburg-Harburg: [75, S. 12-13].

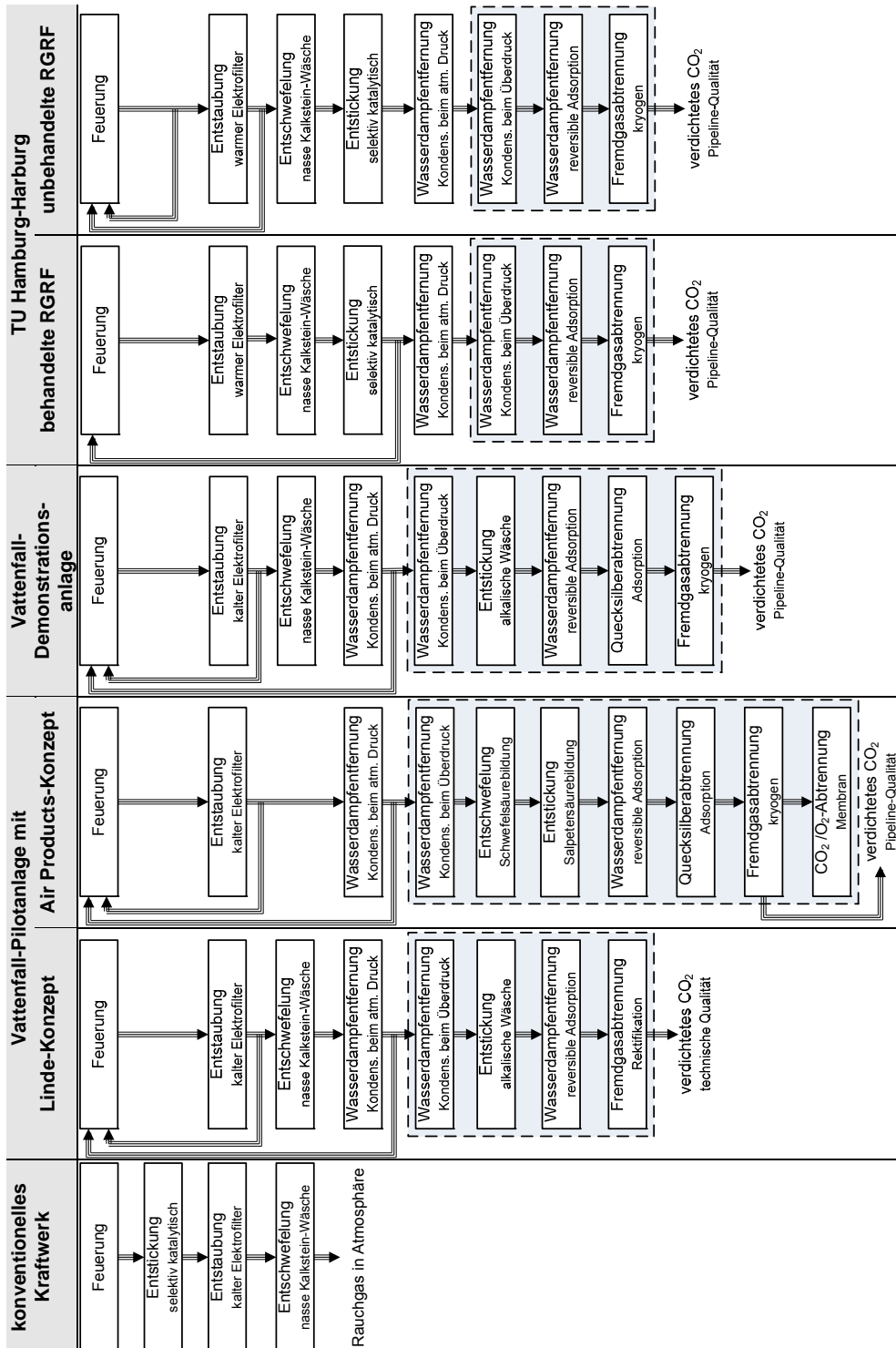


Abbildung 2.11: Konzepte der Rauchgasreinigung im Oxyfuel-Kraftwerk

## Entstickung

Nach dem derzeitigen Kenntnisstand führen Stickoxide zur Korrosion an den Anlagen der CO<sub>2</sub>-Speicherung. Die Auswirkungen auf die CO<sub>2</sub>-Kompression und Transport sind noch nicht bekannt [85, S. 2264]. Es darf deshalb davon ausgegangen werden, dass die Stickoxide spätestens während der CO<sub>2</sub>-Kompression entfernt werden müssen. Somit stehen der Entstickung folgende Optionen zur Verfügung (näheres vgl. Kapitel 2.1.5, Abbildung 2.2):

- a) High-Dust-Anordnung (nach Feuerung)
- b) Low-Dust-Anordnung (nach Entstaubung)
- c) Tail-End-Anordnung (nach Entschwefelung)
- d) Tail-End-Anordnung (nach Entwässerung)
- e) während der CO<sub>2</sub>-Kompression.

*Optionen a) bis d):* beim Oxyfuel-Kraftwerk kann das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas grundsätzlich gemäß dem derzeitigen Stand der Technik mit einem selektiven katalytischen Verfahren entstickt werden, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstickung“, Abbildung 2.2 und Abbildung 2.3. Aufgrund der höheren SO<sub>2</sub>-Konzentration des Oxyfuel-Rauchgases (vgl. Tabelle 2.20) sind die in Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstickung“, Tabelle 2.6 bzw. Buchstabe (b) aufgeführten Nachteile in der High-Dust- und Low-Dust-Variante noch stärker ausgeprägt. In der Tail-End-Variante muss die Prozesstemperatur entweder durch die Zufeuerung oder den Wärmeaustausch bereitgestellt werden.

*Option e):* eine Alternative zur Entstickung unter atmosphärischen Druck stellt die in die CO<sub>2</sub>-Verdichtung integrierte Hochdruckentstickung dar [86, S. 289-296]. Bei der Hochdruckentstickung wird unterschieden zwischen der

- selektiven katalytischen Entstickung und
- alkalischen Wäsche.

Die Entstickung mittels alkalischer Wäsche gehört zu den simultanen nassen Entstickungsverfahren (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstickung“, Abbildung 2.2) und basiert auf der Entfernung von SO<sub>x</sub> und NO<sub>x</sub> mittels Ammoniak-Lösung, sog. Walther-Verfahren. Da NO<sub>x</sub> zu ca. 95% aus dem wasserunlöslichen NO besteht, ist eine Oxidationsstufe vor der Waschstufe erforderlich. Unter Druckbedingungen wird die Oxidation mittels des im Rauchgas noch vorhandenen Sauerstoffes stark beschleunigt [86, S. 288].



Gebildetes NO<sub>2</sub> wird unter Bildung von Salpetersäure (HNO<sub>2</sub>) und Zugabe von Ammoniak (NH<sub>3</sub>) zu Ammoniumnitrit (NH<sub>4</sub>NO<sub>2</sub>) und dann zum molekularen Stickstoff reduziert [86, S. 293].



Das oben beschriebene Verfahren wird von der Linde AG an der Vattenfall-Pilotanlage erprobt [86, S. 283-299]. Die Betriebsparameter der selektiven katalytischen sowie wäschebasierten Hochdruckentstickung sind auf der Grundlage der Tabellen 1 und 2 aus [86, S. 283-299] in Tabelle 2.26 zusammengefasst.

Tabelle 2.26: Betriebsparameter der selektiven katalytischen Entstickung sowie wäschebasierten Hochdruckentstickung

Parameter	Einheit	selektive katalytische Entstickung	wäschebasierte Entstickung
Druck	bar	10 – 20, Optimum ca. 10	10 – 20, Optimum ca. 15
Temperatur	°C	120 – 250	30 – 80
Wasch- / Reduktionsmittel	---	NH <sub>3</sub> oder H <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub> oder NaOH
NO <sub>x</sub> -Abtrenngrad	%	ca. 90	80 – 95

Die Investitions- und Betriebskosten der wäschebasierten Entstickung betragen nach [86, S. 296] 65-70 bzw. 20 % der High-Dust-Entstickung gemäß dem Stand der Technik, so dass der wäschebasierte Entstickung ein hohes Potential der Anwendung im Oxyfuel-Kraftwerk hat.

## Entstaubung

Nach dem derzeitigen Kenntnisstand beeinträchtigt der Flugstaub den Rauchgaskreislauf und die anderen Rauchgasreinigungsprozesse (vgl. Tabelle 2.25) und muss daher noch im Rauchgaskreislauf aus den großen Gasströmen entfernt werden. Der Stand der Technik bei Großfeuerungsanlagen ist die Entstaubung in einem Elektrofilter, vgl. Kapitel 2.1.5, Abbildung 2.4.

Das Roh-Rauchgas eines Oxyfuel-Kraftwerkes zeichnet sich insbesondere durch den hohen H<sub>2</sub>O- und SO<sub>3</sub>-Gehalt im Vergleich zum konventionellen Kraftwerk aus, vgl. Tabelle 2.20. Der Wasserdampftaupunkt des Rauchgases liegt je nach H<sub>2</sub>O-Gehalt bei 65 bis 69°C. Somit befindet der elektrische Staubwiderstand aufgrund der verbesserten Oberflächenleitfähigkeit des Staubes im optimalen Bereich für kalte Elektrofilter, vgl. Kapitel 2.1.5, Abbildung 2.5. Die höhere SO<sub>3</sub>-Konzentration (vgl. Tabelle 2.20) verstärkt diesen positiven Effekt zusätzlich. Zu beachten ist, dass der Säuretaupunkt und die dadurch bedingte Korrosionsgefahr ebenfalls ansteigen, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Säuretaupunkt des Rauchgases“.

Aufgrund des kleineren Rauchgasvolumenstromes und der höheren Wasserdampfkonzentration des Rauchgases des Oxyfuel-Kraftwerkes ist mit einer nominal höheren Staubkonzentration sowohl im feuchten als auch im trockenen Roh-Rauchgas im Vergleich zum konventionellen Kraftwerk zu rechnen. Da der Elektrofilter im breiten Arbeitsbereich bis zu 30 g/m<sup>3</sup> ohne Einbuße hinsichtlich des Abscheidegrades einsetzbar ist (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“), sind dadurch keine unüberwindbaren Nachteile zu erwarten.

Der Strömungswiderstand des Rauchgases ist proportional seiner dynamischen Viskosität, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“. Die dynamische Viskosität des typischen

Oxyfuel-Rauchgas ist aufgrund seiner hohen Wasserdampf- und Kohlendioxidkonzentration im relevanten Einsatztemperaturbereich zwischen 100 und 200°C um durchschnittlich 14 % kleiner als die des typischen Roh-Rauchgas des konventionellen Kraftwerkes. Dies führt zur grundsätzlich höheren Wanderungsgeschwindigkeit der Staubpartikel im Elektrofilter und damit zur besseren Staubabscheidung. Andernfalls steigt die dynamische Viskosität der Rauchgase mit dem höheren Einsatztemperaturbereich des Elektrofilters, was sich unter anderem in der kleineren Wanderungsgeschwindigkeit widerspiegelt.

Die Anwendung eines kalten Elektrofilters für die Rauchgasentstaubung im Oxyfuel-Kraftwerk ist grundsätzlich ohne Einschränkung möglich. Daher wird dieser auch in der Vattenfall-Pilotanlage verwendet [61, S. 239].

### Entschwefelung

Wann die Schwefeloxide aus dem Rauchgas entfernt werden müssen, hängt davon ab, ob der Säuretaupunkt bei der Rauchgasrückführung unterschritten wird. Je nach Wasserdampf- und Schwefeltrioxidkonzentration tritt dies bei 130 bis 150°C auf, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Säuretaupunkt des Rauchgases“. Zu beachten ist, dass sich auch die Mahltrocknung mittels des Rauchgases (vgl. Kapitel 2.2.1, Abschnitt „Kohletrocknung mit Rauchgas“) im Rauchgasrezirkulationskreislauf befindet.

Die SO<sub>2</sub>-Konzentration im Rauchgas eines mit dem Braunkohlestaub befeuerten Oxyfuel-Kraftwerkes liegt mit 6000 bis 7000 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub> (vgl. Tabelle 2.20) deutlich höher als beim konventionellen Kraftwerk nach dem Stand der Technik. Unter Berücksichtigung von angestrebten CO<sub>2</sub>-Qualitäten für unterschiedliche Anwendungen von 1 bis 25 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub> (vgl. Tabelle 2.24) ist ein Entschwefelungsgrad von über 99 % anstelle von den in der 13. Bundes-Immissionsschutzverordnung vorgeschriebenen 85 % gefordert [15, § 4, Abs. 1, Nr. 1, Buchstabe e), bb)].

Grundsätzlich können die Schwefeloxide mit allen in Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“, Tabelle 2.9 angegebenen Verfahren entfernt werden, soweit diese den oben genannten erforderlichen Entschwefelungsgrad erreichen. Die Verdichtung des Rauchgases bietet weitere Optionen der Entschwefelung an. Alternativ kann das Rauchgas mit einer Verfahrenskombination entschwefelt werden. In allen Fällen ist die Besonderheit der Oxyfuel-Entschwefelung, dass diese nicht der letzte Prozess der Rauchgasbehandlung ist.

Bei Oxyfuel-Kraftwerken werden derzeit folgende Verfahren erprobt, vgl. auch Abbildung 2.11:

- 1) nasse Entschwefelung mit dem Kalkstein-Gips-Verfahren [64, S. 269-280]
- 2) in die CO<sub>2</sub>-Anlage integrierte SO<sub>x</sub>- und NO<sub>x</sub>-Rauchgasreinigung [79, S. 18-21].

Aufgrund der Datenverfügbarkeit liegt der Schwerpunkt in dieser Arbeit auf der nassen Entschwefelung mittels des Kalkstein-Gips-Verfahrens. Dieses Entschwefelungsverfahren benötigt flüssige (Kalksteinsuspension) und gasförmige (Luft bzw. Oxidator) Betriebsmittel, wobei der Oxidator in den Prozess überstöchiometrisch eingetragen wird. Um Verunreinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Stromes mit den Betriebsmitteln zu vermeiden, ist eine räumliche Trennung der einzelnen Entschwefelungsschritte erforderlich. Aus diesem Grund finden sich die Teilreakti-

onen a) „Absorption von  $\text{SO}_2$  in der Waschsuspension“ und b) „Neutralisation der Suspension durch Kalkstein“ sowie c) „Oxidation der Sulfite zu Gips“ und d) „Kristallisation des Gipses“ in getrennten Behältern statt, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ sowie Abbildung 2.12.

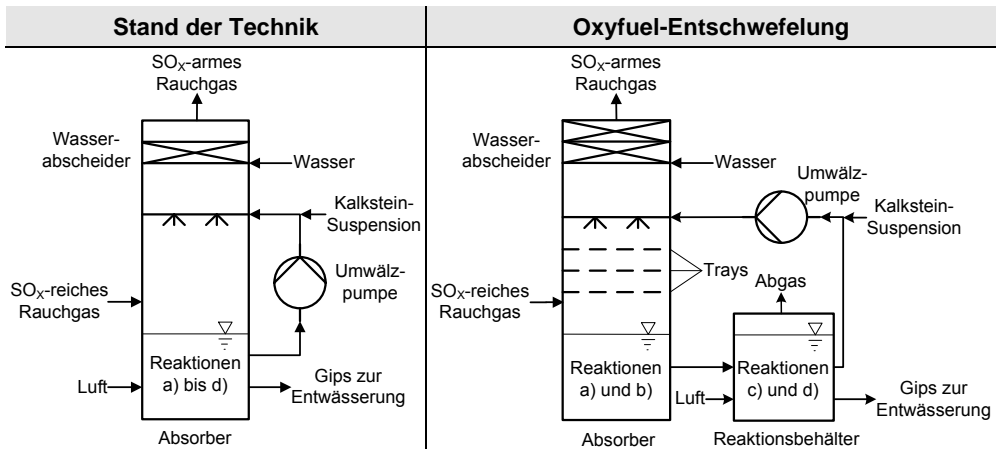


Abbildung 2.12: Nasse Entschwefelung mit dem Kalkstein-Gips-Verfahren im Kraftwerk nach dem Stand der Technik und im Oxyfuel-Kraftwerk

Um einen höheren  $\text{SO}_2$ -Abscheidegrad zu erreichen, werden im Absorptionsbehälter mehrere Lochbleche (Trays) eingebaut. Diese bewirken die Einstellung einer Sprudelschicht und somit einen intensiveren Kontakt zwischen der Absorbersuspension und dem Abgas. Das Rauchgas und die Waschsuspension werden wie bei derzeitigen Kraftwerken durch den Tropfenabscheider mechanisch voneinander getrennt. Um die Verunreinigungen des reinen  $\text{CO}_2$ -reichen Rauchgases durch mitgerissene Wassertropfen zu minimieren, ist ein aufwendigeres Tropfenabscheidesystem als bei der Entschwefelung nach dem Stand der Technik erforderlich, vgl. Abbildung 2.12.

Der überstöchiometrische Zufuhr der Oxidationsluft für die Teilreaktionen c) und d) führt zur Entstehung des wasserdampfgesättigten Abgases aus der Rauchgasentschwefelungsanlage (vgl. Abbildung 2.12), das nach [77, S. 67] im trockenen Zustand ca. 20 Vol.-%  $\text{CO}_2$  enthält. Dadurch geht ca. 1 % des  $\text{CO}_2$  verloren [77, S. 67].

Tabelle 2.27 vergleicht die Merkmale und Parameter des Kalkstein-Gips-Entschwefelungsverfahrens des Kraftwerkes nach dem Stand der Technik mit denen des Oxyfuel-Kraftwerkes.



Tabelle 2.27: Vergleich der Kalkstein-Gips-Entschwefelungsverfahren im Kraftwerk nach dem Stand der Technik mit dem Oxyfuel-Kraftwerk

Parameter	Kraftwerk nach Stand der Technik	Oxyfuel-Kraftwerk
Einordnung im Kraftwerk	nach Entstaubung, letztes Modul der Rauchgasreinigung	nach Entstaubung, je nach Konfiguration vor / hinter der Rauchgasrückführung
Entschwefelungsgrad [%]	> 85	ca. 99
Aufbau der Waschkolonne	Sprühabsorber	Sprühabsorber mit Einbauten (Trays)
Oxidation	intern (im Sumpf der Absorberkolonne)	extern (im Oxidationsbehälter)

### Rauchgaskondensation

Der H<sub>2</sub>O-Gehalt des Roh-Rauchgases eines Oxyfuel-Kraftwerkes beträgt je nach oben genannten Einflussfaktoren bis zu 30 Vol.-% (vgl. Tabelle 2.20), so dass der Taupunkt des Rauchgases ohne Berücksichtigung des Einflusses der Schwefeloxide bei 67 bis 69°C liegt. Je nach der Art der Rauchgasreinigung und -konditionierung kann der H<sub>2</sub>O-Gehalt des Rauchgases bis auf 40 Vol.-% ansteigen.

Der kondensierende Wasserdampf führt zur Bildung von Zweiphasengemischen und in Anwesenheit von anderen sauren Komponenten zur Korrosion während der CO<sub>2</sub>-Verdichtung, in der Pipeline und an den Anlagen der CO<sub>2</sub>-Speicherung [85, S. 2264].

Der Wasserdampf aus dem Rauchgas des Oxyfuel-Prozesses wird durch die in Abbildung 2.13 dargestellten Verfahren entfernt.

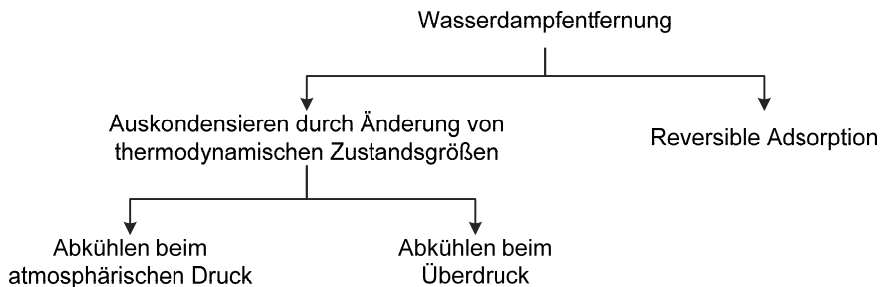


Abbildung 2.13: Optionen der Wasserdampfentfernung im Oxyfuel-Kraftwerk

Die Vor- und Nachteile einzelner Verfahren sind in Tabelle 2.28 qualitativ zusammengefasst.

Tabelle 2.28: Vor- und Nachteile der Optionen der Wasserdampfentfernung aus dem Rauchgas der Oxyfuel-Feuerung

Verfahren		minimaler H <sub>2</sub> O-Gehalt im Rauchgas	Vorteil	Nachteil
Auskondensieren	p=p <sub>at</sub>	$x_{H_2O} = \frac{p_{Abs}}{p_{sat, T_{kühl}}}$	- für hohe H <sub>2</sub> O-Konzentration und großen H <sub>2</sub> O-Massenstrom geeignet - niedriger Kühlaufwand - niedriger Druckverlust - geringer CO <sub>2</sub> -Verlust	- gesättigtes Rauchgas bei Kondensationstemperatur
	p>p <sub>at</sub>		- für hohe H <sub>2</sub> O-Konzentration und großen H <sub>2</sub> O-Massenstrom geeignet	- gesättigtes Rauchgas bei Kondensationstemperatur - hoher Verdichtungs-aufwand durch Wasserdampfverdichtung - höherer Kühlaufwand durch zusätzliche Gas-kühlung - CO <sub>2</sub> -Verlust durch Lösung im auskondensierenden Wasser
<b>Adsorption</b>		$p_{sat, -50 \text{ bis } -80^\circ C}$ [34, S. 700-705]	- sehr niedrige H <sub>2</sub> O-Konzentration erreichbar	- sehr hoher Regenerationsaufwand - hoher Druckverlust

Aufgrund der Vor- und Nachteile der in Tabelle 2.28 genannten Verfahren ist folgende Reihenfolge der Verfahren der Wasserdampfentfernung aus dem Rauchgas sinnvoll:

- 1) Auskondensieren beim atmosphärischen Druck
- 2) Auskondensieren beim Überdruck
- 3) Wasserdampfentfernung mittels reversibler Adsorption.

#### *Auskondensieren durch Änderung von thermodynamischen Größen*

Das Roh-Rauchgas nach der Oxyfuel-Feuerung liegt bei nahezu atmosphärischem Druck vor und wird nach der Rauchgasreinigung auf den CO<sub>2</sub>-Transportdruck verdichtet. Der Wasserdampfanteil im Rauchgas wird durch das Unterschreiten des Rauchgastaupunktes verringert, indem die thermodynamischen Zustandsgrößen des Rauchgases (Druck und Temperatur) verändert werden. Um die Verstopfungen in der Anlage zu vermeiden, muss die Temperatur des zu eliminierenden Wasserdampfes oberhalb seines Sublimationspunktes liegen.

Da sich die Temperatur des Rauchgases beim Kondensationsverfahren verringert, ist eine vorangegangene Entschwefelung erforderlich, um die Gefahr der Schwefelsäurekorrosion an der Anlage zu minimieren. Daher wird die Wasserdampfentfernung im Kondensationsverfahren

ren nach der Entschwefelung positioniert. Das Rauchgas wird sowohl mit Mischkondensatoren (direkte Wärmeübertragung) als auch mit Oberflächenkondensatoren (indirekte Wärmeübertragung) gekühlt. Die Vor- und Nachteile der beiden Kondensatortypen sind in Tabelle 2.29 zusammengefasst.

Tabelle 2.29: Vor- und Nachteile der Kondensatoren des Oxyfuel-Rauchgases

Kondensatorart	Vorteil	Nachteil
Mischkondensator	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Feinreinigung des Rauchgases möglich<sup>16</sup>, evtl. durch Zugabe von Betriebsmitteln</li> <li>- sehr geringe Druckverluste [84, S. 27]</li> <li>- gute Wärmeübertragungsleistung aufgrund hoher Wärmedurchgangszahl [18, S. K 23]               <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ geringe Temperaturunterschiede bei sinnvollen Apparatedimensionen [87, S. 857]</li> <li>⇒ kleine Dimensionierung<sup>17</sup> [18, S. K 23] und sehr geringe Investitionskosten in der einfachsten Ausführung [87, S. 857]</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vermischung des Kühlmediums und des zu kühlenden Rauchgasstromes               <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ Kontamination des Kühlmediums nach dem Kühlprozess</li> </ul> </li> <li>- zusätzliche Maßnahmen zur Trennung des Rauchgases und Kühlmediums erforderlich (z.B. Tropfenabscheider)</li> </ul>
Oberflächenkondensator	<ul style="list-style-type: none"> <li>- keine Vermischung des Kühlmediums und des zu kühlenden Rauchgases</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- große Wärmeübertragerfläche für geringe Temperaturdifferenz erforderlich</li> </ul>

Die Vorteile des Mischkondensators sind ausschlaggebend für seinen Einsatz in der Vattenfall-Pilotanlage. Die zweistufige Rauchgaskondensationsanlage kühlt das Rauchgas mittels Kühlwassers des Kühlwasserkreislaufes auf 29 [88, S. 17] bzw. 30°C [62, S. 222] ab. Dies bedeutet eine Grädigkeit von 2 K zum warmen Kühlwasser mit einem realisierten Druckverlust von unter 15 mbar [88, S. 17-18]. Jede Stufe der Rauchgaskondensationsanlage besteht aus je einem Sprühkondensator (Gleichstromquencher) und Rotationsabscheider. Die erste Stufe dient vor allem der Rauchgaskühlung, in der zweiten Stufe wird eine 33 %-ige Natronlauge-Lösung für die SO<sub>2</sub>-, SO<sub>3</sub>-, HCl- und HF-Abscheidung zugesetzt [88, S. 17], [89], [62, S. 232-234]. Je nach pH-Wert des Waschwassers und der SO<sub>2</sub>-Konzentration am Eintritt in den Rauchgaskondensator werden zwischen 92 und 98 % des im Rauchgas noch enthaltenen Schwefeldioxids entfernt [62, S. 232-234]. Der Einsatz eines Sprühkondensators und eines Rotationsabscheiders verringert die Partikelkonzentration auf 10 % der Eingangskonzentration oder auf 1 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub>. [63, S. 15]. Das in jeder Stufe in einem Becken erfasste anfallende Abwasser ist je nach Schadstoffgehalt des Rauchgases vor dem Rauchgaskondensator mit Salzen und Partikel belastet. Die Art der Wasseraufbereitung hängt vom Grad der Belastung ab. Ein Teil des anfallenden Abwassers wird mittels Umwälzpumpen dem Sprühwäscher oder dem Rotationsabscheider zugeführt [88, S. 17], [89], [90].

<sup>16</sup> Wenn Kontamination des Kühlmediums in Kauf genommen wird.

<sup>17</sup> Nach [18, S. K 23] ist ein Mischkondensator nur ein Drittel so groß wie ein Oberflächenkondensator.

Gemäß der persönlichen Mitteilung der Trema Verfahrenstechnik GmbH ist der Mischkondensator in der Ausführung Strahlwäscher / Rotationsabscheider für Großanlagen nicht realisierbar [91]. Eine Sprühturmkolonie mit Einbauten, ähnlich wie bei der Rauchgasentschwefelung, und gegebenenfalls mit zwei separaten Kreisläufen ist eher geeignet [91].

Die Mischkondensatoren kommen sowohl zum Auskondensieren beim atmosphärischen Druck als auch beim Überdruck zur Anwendung. Der Wasserdampfgehalt des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases nach der Rauchgaskondensation entspricht dem jeweiligen Sättigungsdruck. Bei der Kühlung beim Überdruck, beispielsweise während des Verdichtungsprozesses, nimmt der Wasserdampfgehalt des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases mit dem steigenden Druck ab. Der so erreichbare Wasserdampfgehalt richtet sich nach dem Verdichtungsdruck des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases.

#### *Wasserdampfentfernung mittels reversibler Adsorption*

Bei der reversiblen Adsorption werden Moleküle aus der zu reinigenden Phase an einen Feststoff durch die Oberflächenkräfte und Kapillarwirkung gebunden. Mit der Temperaturänderung resorbieren die Moleküle, so dass der Adsorber regeneriert wird. Einen Überblick über die Adsorbens zur Lufttrocknung gibt Tabelle 2.30.

Tabelle 2.30: Adsorbens zur Lufttrocknung (Daten aus [34, S. 700-704])

Stoff	Tiefster erreichbarer Taupunkt	Restwasser in Luft	Regenerationsbedarf	
	°C		Temperaturniveau	Wärme
	°C	10 <sup>-6</sup> kg/kg	°C	kWh <sub>th</sub> /kg <sub>H2O</sub>
Kieselgel	-50 bis -60	7 – 24	120 – 150	2,2
Aktive Tonerde	-65 bis -70	1,6 – 3,4	180 – 220	3
Molekularsiebe	< -80	< 0,34	200 – 300	3,3

In der Vattenfall-Pilot- bzw. Demonstrationsanlage kommen Kieselgel (Silikagel, SiO<sub>2</sub>) [82, S. 206] bzw. Molekularsiebe (Z)<sub>x</sub>(Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)<sub>x</sub>SiO<sub>2</sub>)<sub>y</sub> [84, S. 32], [62, S. 234] zur Anwendung. Der Adsorber wird mittels des zuvor mit dem Dampf [84, S. 33] vorgewärmten Ventgases aus der kryogenen CO<sub>2</sub>-Abtrennung regeneriert, vgl. Abschnitt „Fremdgasabtrennung“.

## Fremdgasabtrennung

Unter Fremdgasen sind gasförmige Bestandteile des Rauchgases zusammengefasst, die keine Produkte der Verbrennung sind, beispielsweise Stickstoff, Sauerstoff und Argon. Der Fremdgaseintrag in das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas ist vor allem auf den Sauerstoffüberschuss bzw. auf die von 100 % abweichende Sauerstoffreinheit sowie auf die Falschluf zurückzuführen, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Minimierung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Strom“.

Die Fremdgase im CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgas erhöhen den elektrizitätsbedarf der Kompression, vgl. Kapitel 2.2.6. Aus der Sicht des CO<sub>2</sub>-Transportes ist die Konzentration von Stickstoff und Argon bis zu insgesamt 4,2 Vol.-% tolerierbar (vgl. Tabelle 2.24), mit der Folge, dass die CO<sub>2</sub>-Produktreinheit ca. 95 Vol.-% beträgt. Der Sauerstoff ist korrosionsfördernd, so dass dessen Konzentration je nach CO<sub>2</sub>-Verwendungsziel auf 10 bis 8000 ppm verringert werden muss, vgl. Tabelle 2.24.

Die in der Literatur diskutierten bzw. in der Praxis ausgeführten Verfahren der Fremdgasabtrennung bei Oxyfuel-Prozessen sind in Abbildung 2.14 und deren Vor- und Nachteile in Tabelle 2.31 zusammengefasst. Aufgrund der thermodynamischen Zustandsgrößen für Kohlendioxid (vgl. Tabelle 2.33) sind diese Verfahren vorwiegend im Zusammenhang mit der CO<sub>2</sub>-Verdichtung anwendbar.

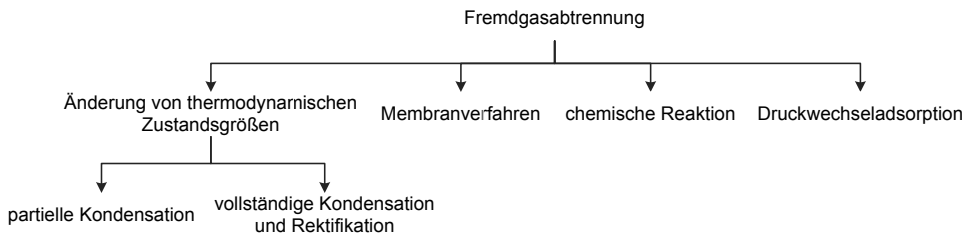


Abbildung 2.14: Optionen der Fremdgasabtrennung im Oxyfuel-Kraftwerk

Tabelle 2.31: Vor- und Nachteile der Verfahren der Fremdgasabtrennung aus dem Oxyfuel-Rauchgas

Verfahren	Zielkomponente / Prinzip	Vorteil	Nachteil
Partielle Kondensation	<b>Zielkomponente:</b> CO <sub>2</sub> Teilkondensation des Rauchgases bei der Druck- und Temperaturänderung so, dass die flüssige Phase einen CO <sub>2</sub> -Gehalt von über 95 Vol.-% aufweist	<ul style="list-style-type: none"> <li>- in der einfachsten Ausführung einfache Prozessführung</li> <li>- tendenziell um 2 bis 13 % geringerer Elektrizitätsbedarf als bei der Rektifikation [92, S. 601]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- tendenziell beim hohen CO<sub>2</sub>-Abtrenngrad niedrigere CO<sub>2</sub>-Reinheit [93, S. 42]</li> <li>- kleiner werdender Betriebsbereich bei geringeren anfänglichen CO<sub>2</sub>-Gehalten [93, S. 42]</li> <li>- für O<sub>2</sub>-Gehalt unter 0,6 Vol.-% auch mehrstufig ungeeignet [92, S. 601]</li> </ul>
Rektifikation	<b>Zielkomponente:</b> CO <sub>2</sub> Vollständige Kondensation des Rauchgases und fraktionierte Zerlegung in flüssige CO <sub>2</sub> -reiche und dampfförmige CO <sub>2</sub> -ärmere Phase durch Teilverdampfung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- CO<sub>2</sub>-Reinheit von 99,7 Vol.-% und O<sub>2</sub>-Konzentration bis zu 10 ppmv erreichbar [92, S. 599]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- hoher Energiebedarf [92, S. 601]</li> </ul>
Chemische Reaktion	<b>Zielkomponente:</b> O <sub>2</sub> Selektive chemische Reaktion am Katalysator durch Zugabe von Wasserstoff	<ul style="list-style-type: none"> <li>- selektive Entfernung möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- hohe Betriebskosten [84, S. 29]</li> </ul>
Membran	<b>Zielkomponente:</b> CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> Partialdruckunterschied auf beiden Seiten der Polymermembran	<ul style="list-style-type: none"> <li>- in Kombination mit partieller Kondensation erhöht sich CO<sub>2</sub>-Abtrenngrad bis zu 97 Vol.-%; O<sub>2</sub>-Bedarf verringert sich durch O<sub>2</sub>-Rückführung um bis zu 5 % [94, S. 4]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- triebkraftbedingter Druckverlust des Permeates (CO<sub>2</sub>+O<sub>2</sub>) [83, S. 92]</li> </ul>
Druckwechseladsorption	<b>Zielkomponente:</b> O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , Ar Adsorption am Feststoff, Regeneration durch Druckänderung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- in Kombination mit partieller Kondensation erhöht sich CO<sub>2</sub>-Abtrenngrad bis auf 99 Vol.-% [92, S. 600]</li> <li>- getrennte Erfassung von Fremdgasen (vor allem O<sub>2</sub>) und deren Verwertung möglich [92, S. 600]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Chargenprozess, Abhilfe: zyklisches Umschalten von Einheiten der Mehrbettadsorptionsanlagen</li> </ul>

Derzeit setzt sich die kryogene Fremdgasabtrennung durch. Die Kennzahlen der kryogenen Fremdgasabtrennung aus dem Oxyfuel-Rauchgas sind in Tabelle 2.32 dargestellt.

Tabelle 2.32: Kennzahlen der kryogenen Fremdgasabtrennung aus dem Oxyfuel-Rauchgas

Art der Fremdgas- abtrennung	CO <sub>2</sub> -Abtrenngrad	CO <sub>2</sub> -Reinheit	Aufwand	Quelle
	%	Vol.-%	kWh <sub>e</sub> /t CO <sub>2</sub>	
partielle Kondensation	> 93	> 95	< 150	[62, S. 238]
	88 – 94 <sup>18</sup>	> 95	128 – 163	[92, S. 604]
Rektifikation	ca. 92	> 99,7	330	[62, S. 238]

In der Vattenfall-Pilotanlage wird 99,7 %-iges CO<sub>2</sub> für technische Anwendungen durch die Rektifikation bereitgestellt (vgl. Tabelle 2.24). Bei der Zusammensetzung des Produktgases für Enhanced Oil Recovery oder CO<sub>2</sub>-Speicherung mit der CO<sub>2</sub>-Konzentration von bis 96 Vol.-% ist die partielle Kondensation gegenüber der Rektifikation energetisch vorteilhafter und wird aus diesem Grund bei der Planung der Demonstrationsanlage bevorzugt [84, S. 29].

Die Zusammensetzung des flüssigen Produktes wird durch das Phasengleichgewicht bei dem gewählten Druck und der Temperatur bestimmt. Die angestrebte CO<sub>2</sub>-Reinheit von beispielsweise mindestens 96 % sowie der angestrebte CO<sub>2</sub>-Abtrenngrad von beispielsweise mindestens 90 % sind gegenläufig und grenzen den Druck- und Temperaturbetriebsfenster der partiellen Kondensation ein. Die thermodynamischen Zustandsgrößen für Kohlendioxid (vgl. Tabelle 2.33) setzen absolute Grenzen für das Verfahren. Daraus resultiert, dass für einige der ausgewählten CO<sub>2</sub>-Eingangskonzentrationen und -Fremdgasgehalte die gewünschten Reinheits- und Abtrenngradanforderungen gar nicht erreicht werden können.

Die energetische Optimierung der partiellen Kondensation besteht aus der

- Optimierung der Kälteprozesses (interne oder externe Kältebereitstellung)
- mehrstufigen Phasentrennung
- Exergienutzung der komprimierten Gasphase

und ist in [92, S. 593-606] ausführlich dargestellt.

---

<sup>18</sup> CO<sub>2</sub>-Gehalt im Rohgas vor der CO<sub>2</sub>-Anlage: 68-85 Vol.-% [92, S. 604].

### 2.2.6 CO<sub>2</sub>-Verdichtung

Die Aufgabe der CO<sub>2</sub>-Verdichtung ist die Bereitstellung des CO<sub>2</sub>-Produktes für den CO<sub>2</sub>-Transport. Nach dem derzeitigen Wissensstand wird die kryogene Fremdgasabtrennung bevorzugt, siehe oben. Die kryogene Fremdgasabtrennung wird deshalb in die Bewertung der Optionen der CO<sub>2</sub>-Verdichtung einbezogen.

Die wichtigsten thermodynamische Zustandsgrößen von Kohlendioxid sind in Tabelle 2.33 zusammengefasst (Daten aus [34, S. 239]). In der Kältetechnik hat sich das logarithmische p,h-Diagramm aufgrund der praktikablen Darstellung der isobaren Zustandsänderungen eingebürgert [8, S. 189].

Tabelle 2.33: Thermodynamische Zustandsgrößen von Kohlendioxid (nach [34, S. 239])

Bezeichnung	Temperatur	Druck
	°C	bar
Tripelpunkt	-56,6	5,13
Kritischer Punkt	31,1	73,78

Die Anforderungen an die CO<sub>2</sub>-Verdichtung resultieren aus

- dem Zustand und der Zusammensetzung des Ausgangsgases (des zu verdichtenden CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases)
- der Zusammensetzung des Produktgases sowie
- dem vorgesehenen CO<sub>2</sub>-Transport und damit aus den zu erreichenden thermodynamischen Zustandsgrößen.

Nach der Kondensation und vor der Verdichtung liegt CO<sub>2</sub> beim annähernd atmosphärischen Druck vor. Je nach Art des Transportmittels wird CO<sub>2</sub> flüssig oder überkritisch transportiert. Beispielsweise wird CO<sub>2</sub> aus der Vattenfall-Pilotanlage flüssig bei 15 bis 20 bar und -25 bis -30°C in Lkws abtransportiert [63, S. 20], während für die Vattenfall-Demonstrationsanlage der CO<sub>2</sub>-Transport im überkritischen Zustand bei 125 bis 140 bar und ca. 50°C untersucht wird [62, S. 238].

Aufgrund der anfallenden CO<sub>2</sub>-Menge von ca. 380 t/h in einem Steinkohlekraftwerk mit der Feuerungswärmeleistung von 1210 MW<sub>th</sub> bei 90 %-iger CO<sub>2</sub>-Rückhaltung ist der CO<sub>2</sub>-Transport mit Lkws nicht praktikabel, so dass für die Kraftwerksbinnenstandorte vorzugsweise der CO<sub>2</sub>-Transport mittels Pipeline in Frage kommt. Die weitere Betrachtung wird deshalb auf die Anforderungen des CO<sub>2</sub>-Transportes mittels Pipeline fokussiert.



Um die Bildung von zwei Phasen in der Pipeline während des CO<sub>2</sub>-Transportes zu vermeiden, ist die CO<sub>2</sub>-Verdichtung auf den überkritischen Druck, d.h. mindestens auf über 74 bar erforderlich. Unter Berücksichtigung der Druckverluste beim Transport ist vom höheren CO<sub>2</sub>-Verdichtungsdruck auszugehen. Für die CO<sub>2</sub>-Verdichtung auf beispielsweise 200 bar bei 30°C sind folgende Optionen denkbar:

- 1) Komprimieren ggf. mit Zwischenkühlung, Verflüssigen und Pumpen auf den Enddruck
- 2) Komprimieren mit Zwischenkühlung auf den Enddruck.

Die Vor- und Nachteile der beiden Optionen sind in Tabelle 2.34 zusammengefasst.

Tabelle 2.34: Vor- und Nachteile der Optionen der CO<sub>2</sub>-Verdichtung

Option	Vorteil	Nachteil
Kompressor und Pumpe	<ul style="list-style-type: none"> <li>- geringer elektrischer Leistungsbedarf für Druckerhöhung</li> <li>- kryogene CO<sub>2</sub>-Nachreinigung unmittelbar integrierbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- hoher elektrischer Leistungsbedarf für Verflüssigung</li> <li>- 2 unterschiedliche Maschinen (Kompressor und Pumpe) erforderlich</li> </ul>
Kompressor	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Druckerhöhung im gesamten Druckbereich ohne Phasenübergang</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- höherer elektrischer Leistungsbedarf für Verdichtung</li> <li>- kryogene CO<sub>2</sub>-Nachreinigung mit zusätzlichem Apparateaufwand integrierbar</li> <li>- mehrstufiger Kompressor mit Zwischenkühlung erforderlich</li> </ul>

Aufgrund der Position des CO<sub>2</sub>-Nassdampfgebietes ist die Temperatur des in Deutschland in Kraftwerksbinnenstandorten verfügbaren Kühlwassers zwischen 15 bis 25°C für eine sinnvolle Verflüssigung in der Kompressor-Pumpe-Option nicht ausreichend. Die Verflüssigungskälte muss deshalb durch eine externe Kältemaschine erzeugt. Auch unter Berücksichtigung der Vorteile der unmittelbaren Integration der kryogenen CO<sub>2</sub>-Nachreinigung in den Verdichtungsprozess ist der gesamte elektrische Leistungsbedarf der Kompressor-Pumpe-Option höher als der der Kompressor-Option [84, S. 34]. Bei der Meereskühlung mit Kühlwasser bei ca. 10°C kann die Kompressor-Pumpe-Option gegenüber der Kompressor-Option vorteilhaft sein, da die Pumpe einen geringeren elektrischen Leistungsbedarf für die Druckerhöhung als Kompressor aufweist [95, S. 202].

### 2.2.7 Betriebsaspekte des Oxyfuel-Kraftwerkes

Unter den Betriebsaspekten des Oxyfuel-Kraftwerkes sind folgende Anforderungen und Randbedingungen zusammengefasst:

- Minimierung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Strom
- Minimierung der CO<sub>2</sub>-Verluste
- Säuretaupunkt des Rauchgases.

#### Minimierung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Strom

Die Verunreinigungen des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases sind dem Ziel des Oxyfuel-Konzeptes, nämlich die Erzeugung des idealerweise aus dem CO<sub>2</sub> bestehenden Rauchgasstromes, kontraproduktiv und müssen je nach Reinheitsanforderungen des CO<sub>2</sub>-Produktstromes energie- und kostenaufwändig entfernt werden, vgl. Kapitel 2.2.5 und 2.2.6. Die Quellen der Verunreinigungen des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases sind in Tabelle 2.35 prozessweise zusammengefasst und führen zur in Kapitel 2.2.1, Tabelle 2.20 dargestellten Roh-Rauchgaszusammensetzung.

Tabelle 2.35: Quellen der Verunreinigungen des CO<sub>2</sub>-Produktstromes

Verunreinigungsquelle	Prozesse			
	Feuerung	Oxidansbereitstellung	Rauchgasreinigung	Rauchgaskondensation
Oxidans	Oxidansüberschuss	Oxidansqualität	---	---
Brennstoff	Brennstoffkomponenten	---	---	---
Falschluff, unkontrolliert	Luftleinbruch	Luftleinbruch	Luftleinbruch	Luftleinbruch
Hilfs- und Betriebsmittel	---	---	je nach Reinigungsoption	---

Während die auf den Brennstoff zurückzuführenden Verunreinigungen bis auf den Wasserdampf weitgehend nicht beeinflusst werden können, werden die Verunreinigungen aus dem Oxidans, der Falschluff sowie den Hilfs- und Betriebsmitteln durch die technologischen Maßnahmen minimiert.

Die Verunreinigungen aus dem Oxidans sind vor allem Sauerstoff und je nach Sauerstoffbereitstellungsverfahren Argon, insbesondere aus der kryogenen Lufterlegungsanlage, oder Stickstoff. Sie werden reduziert, indem der Oxidansüberschuss bis auf 10 % verringert und die Oxidansqualität bis auf idealerweise 100 % erhöht wird, vgl. Kapitel 2.1.1 und 2.1.2. Dadurch kann eine Sauerstoffkonzentration von 1,5 Vol.-% im feuchten Rauchgas erreicht werden, vgl. Kapitel 2.2.1, Tabelle 2.20. Demgegenüber stehen höherer Elektrizitätsaufwand und grundsätzlich höhere Kosten der Oxidansbereitstellung, vgl. Kapitel 2.2.2, Tabelle 2.22.

Die Falschluff, insbesondere Stickstoff, ist nach dem Wasserdampf zweitgrößte Verunreinigungsquelle des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases, vgl. Kapitel 2.2.1, Tabelle 2.20. Die Falschluff ist

aus dem CO<sub>2</sub>-Produktstrom aufgrund der nicht kondensierbaren Bestandteile wesentlich energieintensiver zu entfernen, führt bei der Verdichtung zum höheren Elektrizitätsbedarf des Verdichters und ist durch die Gleichgewichtseinstellung mit Verlusten an CO<sub>2</sub> verbunden, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitte „Rauchgaskondensation“ und „Fremdgasabtrennung“. Beispielsweise verringert der Falschluffanteil von 1 % die CO<sub>2</sub>-Konzentration im trockenen Rauchgas der braunkohlebefeueten Vattenfall-Pilotanlage um ca. 4 Vol.-% [77, S. 66], [96, S. 189] und verursacht einen Mehraufwand in der CO<sub>2</sub>-Verdichtung in Höhe von 0,2 %-Punkten beim konstanten CO<sub>2</sub>-Abtrenngrad (steinkohlebefeuetes Kraftwerk) [97]. Die Ursache für die Falschlufteindringung in die Feuerung, Oxidansbereitstellung, Rauchgasreinigung und -kondensation ist die Unterdruckfahrweise des Kraftwerkes.

Bei den konventionellen Neubaukraftwerken liegt die Falschluffmenge der Unterdruckfeuerung und -mahl-trocknung bei 3 bis 4 % [98, S. 91], [99, S. 89], in [14, S. 619] wird der Falschluffanteil der Feuerung mit 2 bis 9,4 % der Verbrennungsluftmenge beziffert, wobei der höhere Wert bei unzureichend gewarteten Mühlensystemen auftritt. Bei den im Betrieb befindlichen Kraftwerken steigt der Falschluffanteil auf 10 % [99, S. 90] bzw. 8 bis 16 % [100, S. 38] und verursacht durch die Absenkung der Rauchgastemperatur einen Verlust des Dampferzeugerwirkungsgrades um 0,5 bis 0,7 % pro 10 K [14, S. 619] sowie den proportional höheren Leistungsbedarf des Rauchgasegebläses. Die Abdichtung bei konventionellen Kraftwerken ist jedoch unwirtschaftlich [99, S. 89].

Durch den Betrieb der deutlich besser abgedichteten Vattenfall-Oxyfuel-Pilotanlage mit leichtem Überdruck ist es gelungen, die anfängliche Falschluffmenge von 1,4 auf 0,7 % zu verringern [77, S. 66]. Lediglich vor den Gebläsen ist der Unterdruck bemerkbar [77, S. 65]. Des Weiteren werden die bei den konventionellen Kraftwerken kontrollierten Luftinträge (Mühlensperr- und -kühl-luft, Rußbläser etc.) beim Oxyfuel-Kraftwerk durch das CO<sub>2</sub> ersetzt.

Die Art und die Menge der Verunreinigungen aus der Zugabe von Hilfs- und Betriebsmitteln bei der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases hängen vom Verfahren der Gasreinigung ab. Um die Verunreinigungen zu verringern bzw. zu unterbinden, empfiehlt sich die Betriebsmittel entweder mittels der Phasentrennung aus der CO<sub>2</sub>-reichen Gasphase zu entfernen (beispielsweise wäschebasierte NO<sub>x</sub>-Entfernung oder Wasserdampfentfernung durch Kondensation) oder diese außerhalb des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases zuzuführen (beispielsweise Oxidation der Sulfite zu Gips bei der Entschwefelung im externen Reaktionsbehälter), vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitte „Entstickung“, „Entschwefelung“ und „Rauchgaskondensation“.

### Minimierung der CO<sub>2</sub>-Verluste

Als CO<sub>2</sub>-Verlust wird beim Oxyfuel-Konzept das in die Atmosphäre abgegebene CO<sub>2</sub> bezeichnet. Da das Ziel der Anwendung des Oxyfuel-Konzeptes die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen in die Atmosphäre ist, sind die CO<sub>2</sub>-Verluste zu minimieren. Weil der Aufwand für die Bereitstellung des Oxidans ohnehin im vollen Umfang anfällt, führt der hohe CO<sub>2</sub>-Verlust zu höheren spezifischen Kosten der CO<sub>2</sub>-Abtrennung.

Die Quellen für die CO<sub>2</sub>-Verluste sind:

- a) unvollständige Verbrennung durch den zu hohen Sauerstoffanteil im Oxidans und durch den zu niedrigen Sauerstoffanteil im Ausbrand, vgl. Kapitel 2.2.1, Tabelle 2.20
- b) Undichtheiten der Anlage bei der Überdruckfahrweise der Anlage
- c) Nichterfassung der prozessbedingt entstehenden CO<sub>2</sub>-Emissionen aus der nassen kalksteinbasierten Entschwefelung, wenn die CaSO<sub>3</sub>-haltige Absorbiersuspension mit der Oxidationsluft in einem externen Reaktionsbehälter in Verbindung gebracht wird, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entschwefelung“
- d) CO<sub>2</sub>-Auflösung während der Rauchgaskondensation beim atmosphärischen Druck und beim Überdruck während der CO<sub>2</sub>-Verdichtung, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Rauchgaskondensation“ und Kapitel 2.2.6
- e) Fremdgasabtrennung durch die partielle Kondensation bzw. Rektifikation aufgrund des Phasengleichgewichtes bei dem gewählten Druck und der Temperatur, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Fremdgasabtrennung“.

Die Fremdgasabtrennung verursacht einen mit Abstand größeren CO<sub>2</sub>-Verlust als alle anderen Verlustquellen zusammen und hängt von den Verunreinigungen und vor allem von der angestrebten CO<sub>2</sub>-Reinheit ab, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Fremdgasabtrennung“. Der gesamte CO<sub>2</sub>-Verlust beträgt bei der Vattenfall-Oxyfuel-Pilotanlage ca. 8 % bei dem CO<sub>2</sub>-Gehalt im Rauchgas von über 90 % und bei der CO<sub>2</sub>-Reinheit von 99,7 %. Mit der niedrigeren CO<sub>2</sub>-Reinheit von 95 % sinkt der CO<sub>2</sub>-Verlust auf unter 7 % trotz des mit ca. 80 % geringeren CO<sub>2</sub>-Gehaltes im Rauchgas [62, S. 238]. Durch die Nichterfassung der prozessbedingten CO<sub>2</sub>-Emissionen aus der Entschwefelung geht ca. 1 % des gesamten CO<sub>2</sub> verloren [77, S. 67].

### Säuretaupunkt des Rauchgases

Der Säuretaupunkt des Rauchgases ist eine Temperatur, bei der ein kondensierbarer Bestandteil des Rauchgases seinen Sättigungsdruck erreicht. Das Rauchgas eines Kraftwerkes enthält als kondensierbare Bestandteile den Wasserdampf und die gasförmige Schwefelsäure.

Die Menge des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes ergibt sich aus dem Wasseranteil der zugeführten Kohle, aus dem Wasserstoffanteil in der Kohle und aus der Luftfeuchte. Beim Oxyfuel-Prozess wird zusätzlich ein Teil des wasserdampfhaltigen Rauchgases rezirkuliert und erhöht dadurch den Wasserdampfgehalt des Rauchgases. Ohne Schwefelsäure

liegt der Taupunkt des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes zwischen 45 und 75°C [14, S. 595].

Die Schwefelsäure bildet sich im Rauchgas bei unter 200°C aus dem Wasserdampf und Schwefeltrioxid [101, S. 554]. Schwefeltrioxid entsteht aus dem im Brennstoff enthaltenen Schwefel, wobei je nach Prozessbedingungen (Verbrennungstemperatur, Partialdrücke des Schwefeldioxids und des Sauerstoffes, Flugaschebestandteile) 0 bis 6 % zu Schwefeltrioxid umgesetzt werden [14, S. 593], nach [17, S. 295] – 2 %. Eine genaue Vorausberechnung der entstehenden SO<sub>3</sub>-Menge ist nicht möglich [25, S. 17].

Bereits ein geringer Anteil der Schwefelsäure bewirkt eine deutliche Erhöhung des Rauchgastaupunktes auf 120 bis 150°C [14, S. 595], so dass in diesem Fall nicht mehr vom Rauchgastaupunkt sondern vom Säuretaupunkt gesprochen wird. Der Einfluss anderer saurer Bestandteile wie SO<sub>2</sub>, HCl, CO<sub>2</sub> auf die Höhe des Säuretaupunktes ist von untergeordneter Bedeutung [101, S. 554]. Für Berechnungen des Säuretaupunktes wird die Gleichung aus [102, S. 18] verwendet. Die ursprünglichen Angaben in *technischen Atmosphären* wurden in bar geändert.

$$T_S = 255 + 27,6 \times \lg(p_{H_2O}) + 18,7 \times \lg(p_{H_2SO_4}) \quad 2.9$$

mit

$T_S$  Säuretaupunkt des Rauchgases

$p_{H_2O}, p_{H_2SO_4}$  Partialdrücke des Wasserdampfes und der Schwefelsäure

Nach [102, S. 18] gilt Gleichung 2.9 im Bereich

$$0,07 \text{ bar} < p_{H_2O} < 1 \text{ bar und}$$

$$10^{-6} \text{ bar} < p_{H_2SO_4} < 2 \times 10^{-4} \text{ bar.}$$

Abbildung 2.15 zeigt mit der grünen Kurve den Wasserdampftaupunkt und mit der gelben, roten und blauen Kurve den Säuretaupunkt bei unterschiedlichen Schwefelsäurekonzentrationen in Abhängigkeit vom Wasserdampfanteil im Rauchgas. Zur Orientierung sind die Bereiche des Säuretaupunktes des Rauchgases nach dem Dampferzeuger für konventionelles steinkohlebefeuertes Kraftwerk und Oxyfuel-Kraftwerk für schwefelarme Brennstoffe und für typische Anteile der kondensierbaren Gase im Roh-Rauchgas vor der Entschwefelung angegeben.

Da das Roh-Rauchgas des Oxyfuel-Kraftwerkes grundsätzlich eine höhere Wasserdampf- und Schwefeltrioxidkonzentration aufweist, liegt der Säuretaupunkt des Rauchgases des Oxyfuel-Kraftwerkes über dem des konventionellen Kraftwerkes.

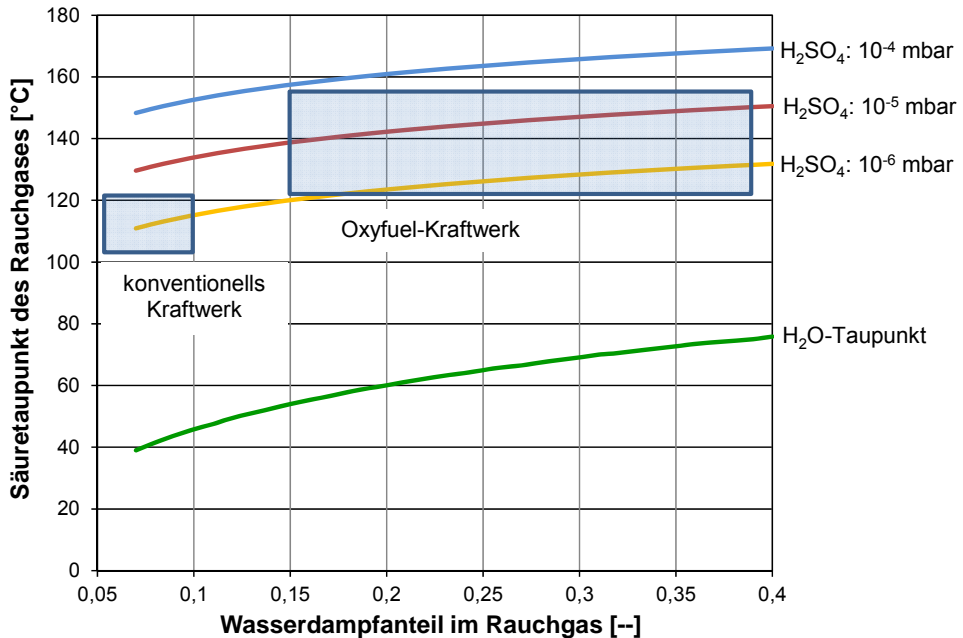


Abbildung 2.15: Säuretaupunkt in Abhängigkeit der H<sub>2</sub>O- und H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>-Partialdrücke, berechnet nach Gleichung 2.9 im deren Geltungsbereich, Angaben zum Wasserdampftaupunkt aus IAPWS-97-Wasserdampftafel

Die Höhe des Säuretaupunktes hat einen entscheidenden Einfluss auf die Auslegung des Rauchgasweges des Kraftwerkes, auf die Rauchgaswärmenutzung und auf den Wirkungsgrad des Dampferzeugers. Beim Oxyfuel-Kraftwerk mit der Rauchgasrückführung muss je nach Temperatur der Rauchgasrückführung die Höhe des Säuretaupunktes berücksichtigt werden.

## 2.3 Oxyfuel-Dampfkraftwerk mit membranbasierter Sauerstoffbereitstellung

### 2.3.1 Überblick über Gastrennmembranen zur Sauerstoffbereitstellung

Als selektive Gastrennmembranen werden Strukturen bezeichnet, die zumindest für eine Komponente des Gasgemisches permeabel und für die anderen undurchlässig sind. Aus verfahrenstechnischer Sicht sind für die Wirtschaftlichkeit eines Membranprozesses zwei Eigenschaften der Membran sowie eine äußere Randbedingung von Bedeutung:

- die Selektivität der Membran
- die Leistungsfähigkeit der Membran
- die Triebkraft für die Permeation bzw. für die Rückhaltung der Zielkomponente.

Unter Selektivität wird die Fähigkeit der Gastrennmembran verstanden, die verschiedenen Komponenten eines Gasgemisches unterschiedlich permeieren zu lassen.

Als Leistungsfähigkeit der Membran wird der Permeatfluss unter den definierten Betriebsbedingungen bezeichnet, wobei es zwischen dem Gesamtfluss aller Komponenten und dem Partialfluss der Zielkomponente unterschieden wird.

Der Transport der Gase durch Gastrennmembranen erfolgt aufgrund des Partialdruckunterschiedes auf der Feed- und der Permeatseite der Membran. Der Partialdruckunterschied kann mittels folgender Prozessmaßnahmen oder deren Kombination erreicht werden:

- Druckerhöhung auf der Feedseite
- Vakuumerzeugung auf der Permeatseite
- Spülgaseinsatz
- kaskadierte Verfahren mit der Rückführung des Gasstromes mit der angereicherten Zielkomponente.

An die Sauerstoffbereitstellung mittels Membranen werden seitens des Oxyfuel-Prozesses die in Tabelle 2.36 definierten Anforderungen gestellt.

Tabelle 2.36: Anforderungen an den Membranprozess zur Sauerstoffbereitstellung seitens des Oxyfuel-Kraftwerkes

Parameter	Anforderung	Begründung
Selektivität	hoch	O <sub>2</sub> -Reinheit im Produkt > 95 %, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Fremdgasabtrennung“ und Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Minimierung der CO <sub>2</sub> -Verluste“
Permeabilität	hoch	Verringerung der Membranfläche, Reduktion der Investitionskosten
Aufwand zur Triebkraftherzeugung	gering	Reduktion der Betriebskosten, Wirkungsgradverlust durch O <sub>2</sub> -Bereitstellung < 6,3 %-Punkte, vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Bereitstellung des Sauerstoffes“

Für die O<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>-Trennung stehen sowohl organische (Polymermembranen) als auch porenfreie anorganische Membranen (Keramikmembranen) zur Verfügung, vgl. Abbildung 2.16.

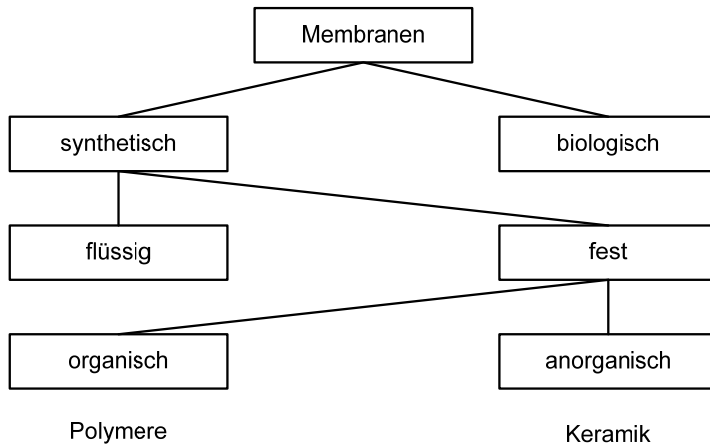


Abbildung 2.16: Klassifizierung von Membranen nach Herkunft und Werkstoffen ([103, S. 20], angepasst)

Aufgrund ihrer Struktureigenschaften weisen Polymermembranen nach [104, S. 4] eine lokale O<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>-Selektivität von 3 bis 10 auf. Mittels einer einstufigen Polymermembran wird deshalb nur eine begrenzte Anreicherung des Permeates mit dem Sauerstoff erreicht. Der mehrstufige Prozess mit der Rückführung, der als Abtriebs- oder Verstärkungskaskade genannt wird, führt zur höheren O<sub>2</sub>-Konzentration im Produkt und gleichzeitig zum steigenden spezifischen Energiebedarf der Sauerstoffgewinnung. Nach [103, S. 215] sind Verstärkungskaskaden mit mehr als 2 bis 3 Stufen gegenüber alternativen Verfahren nicht mehr konkurrenzfähig.

Die bei der Raumtemperatur gasdichte Oxidkeramik weisen im Temperaturbereich von 600 bis 1000°C eine hohe Leitfähigkeit für Sauerstoffionen durch das Kristallgitter auf [105]. Dies ermöglicht eine 100%-selektive Permeation von Sauerstoff und erlaubt die Anwendung eines einstufigen Prozesses. Somit ist die Bereitstellung der für den Sauerstofftransport erforderlichen Triebkraft gegenüber Alternativverfahren grundsätzlich konkurrenzfähig. Aufgrund der in Tabelle 2.37 dargestellten Eignungsbewertung wird der Fokus dieser Arbeit auf Keramikmembranen (Perowskite) gelegt.

Tabelle 2.37: Eignungsbewertung von Membranen zur Sauerstoffbereitstellung für ein Oxyfuel-Kraftwerk

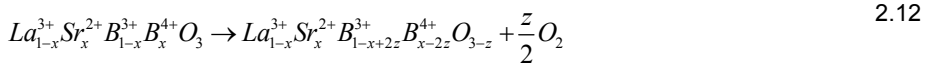
Parameter	Membran	
	Polymer	Keramik
Selektivität	3 – 10	unendlich
Anordnung	mehrstufig	einstufig
Aufwand zur Triebkraftherzeugung	höher	niedriger



### 2.3.2 Physikalisch-chemische Grundlagen der Sauerstoffabtrennung mittels Mischleiter

Perowskite gehören zur Gruppe der Oxidkeramik und haben eine Grundstruktur  $ABO_3$ . Auf dem A-Platz befinden sich zweiwertige Elemente Ca, Sr, Ba oder dreiwertige Elemente La, Nd, Sm, Gd, Bi; auf dem B-Platz – Cr, Mn, Fe, Co, Ni, Cu, Ce [103, S. 62]. Für die Anwendung der Membran zur Sauerstoffabtrennung werden Materialien mit hoher elektronischer und ionischer Leitfähigkeit benötigt [106, S. 21], [107]. Durch verschiedene chemische Zusammensetzungen werden die Ionen- und Elektronenleitfähigkeiten des Materials verändert [108, S. 3-26].

Da Perowskite eine höhere elektronische als ionische Leitfähigkeit haben, ist die ionische Leitfähigkeit limitierend für den Sauerstofffluss [106, S. 21]. Die ionische Leitfähigkeit, was gleichbedeutend mit der Sauerstoffleitfähigkeit ist, wird vor allem durch die Anzahl der Sauerstoffleerstellen im Perowskit bestimmt [106, S. 20]. Durch die Dotierung des A-Platzes mit anders valenten Kationen, z. B.  $Sr^{2+}$  für  $La^{3+}$ , verändert sich der Valenzzustand des A-Platzes [109, S. 15]. Der niederwertige Valenzzustand des A-Platzes wird durch die Oxydation des B-Platzes (Gleichung 2.10) oder durch die Bildung der Sauerstoffleerstellen  $V_0^2$  ausgeglichen (Gleichung 2.11 und 2.12) [109, S. 15-16], [106, S. 21].



Die Bildung der Sauerstoffleerstellen bzw. die Freisetzung des Sauerstoffes findet verstärkt oberhalb einer für den jeweiligen Werkstoff spezifischen Temperatur statt und hängt zusätzlich vom Sauerstoffpartialdruck ab [109, S. 18]. Der für die technischen Anwendungen nutzbare Sauerstofffluss wird im Temperaturbereich von 600 bis 1000°C realisiert [103, S. 62].

Die treibende Kraft des Sauerstofftransportes ist die Sauerstoffpartialdruckdifferenz auf beiden Seiten der Membran. Der Sauerstofftransport durch die Membran besteht aus folgenden Schritten, vgl. Abbildung 2.17:

- Sauerstofftransport an die Feedseite (Frischluffseite) der Membranfläche durch die laminare Grenzschicht
- Adsorption des Sauerstoffes an der Feedseite der Membran in die Sauerstoffleerstellen der Membran bei gleichzeitiger Reduktion zu  $O^{2-}$ -Ionen
- Festkörperdiffusion der  $O^{2-}$ -Ionen in Richtung des Gradienten des chemischen Potentials und Elektronen in die entgegengesetzte Richtung zwecks Ladungsausgleiches
- Oxidation der  $O^{2-}$ -Ionen an der Permeatseite der Membran und Freisetzung der Sauerstoffmolekülen mit Bildung der Sauerstoffleerstellen in der Membran
- Abtransport des Sauerstoffes von der Oberfläche der Membran durch die laminare Grenzschicht.

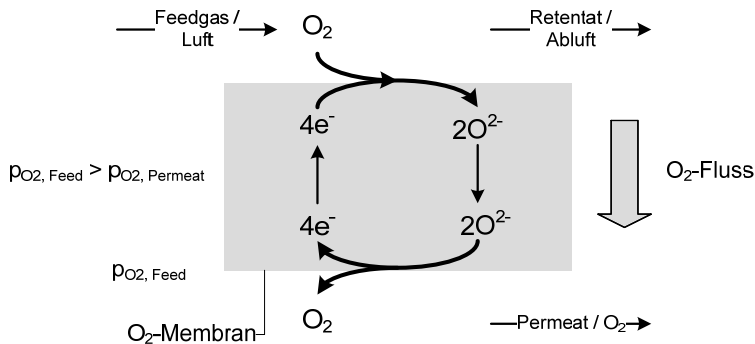


Abbildung 2.17: Funktionsprinzip der sauerstoffleitenden Hochtemperaturmembran

Da beim Sauerstofftransport sowohl die Sauerstoffionen als auch Elektronen transportiert werden, wird eine solche Membran als „Mixed Ionic Electronic Conductors“, Abkürzung MIEC bzw. als Mischleiter bezeichnet. Solange die Membran für den Sauerstofffluss limitierend ist, wird die Permeationsrate des Sauerstoffs durch den ionisch-elektronischen Mischleiter mittels Wagner-Gleichung beschrieben [110].

$$j_{O_2} = -\frac{RT}{16F^2L} \times \frac{\sigma_{ion} \times \sigma_{el}}{\sigma_{ion} + \sigma_{el}} \times \ln\left(\frac{p_{O_2}^{Feed}}{p_{O_2}^{Per}}\right) \quad 2.13$$

mit

$j_{O_2}$	Sauerstofffluss durch die Membran
$R, F$	allgemeine Gaskonstante / Faraday Konstante
$T$	Temperatur
$\sigma_{ion}, \sigma_{el}$	ionische und elektronische Leitfähigkeit
$p_{O_2}^{Feed}, p_{O_2}^{Per}$	lokale Sauerstoffpartialdrücke an der Membran

Der Sauerstofffluss hängt vor allem von der Temperatur und vom Partialdruckverhältnis der permeierenden Komponente auf der Feed- und Permeatseite der Membran.

### 2.3.3 Einbindung der Membrananlage ins Dampfkraftwerk und Realisierungskonzepte

Die Integration des Membranmoduls in ein Oxyfuel-Kraftwerk besteht in der Bereitstellung der für den Sauerstofftransport erforderlichen Triebkraft und der Erwärmung der der Membran zugeführten Luft, aus der der Sauerstoff abgetrennt wird, auf die Betriebstemperatur der Membran.

Die Triebkraft wird durch eine oder mehrere der folgenden Maßnahmen erzeugt:

- Kompression der zu zerlegenden Luft ggf. mit anschließender Entspannung
- Spülung auf der Permeatseite der Membran
- Vakuum auf der Permeatseite der Membran.

Die Luft wird durch eine oder mehrere der folgenden Maßnahmen erwärmt:

- Kompression der zu zerlegenden Luft
- Abwärme der sauerstoffarmen Abluft aus der Membran
- elektrische Heizung
- Rauchgasabwärme mit und ohne Kontakt zur Membran (direkte und indirekte Rauchgaswärmenutzung), ggf. durch die externe Feuerung, beispielsweise mit Erdgas.

Die sinnvollen Kombinationen der oben genannten Maßnahme der Triebkraftherzeugung und der Wärmebereitstellung führen zu den in Abbildung 2.18 dargestellten membranbasierten Oxyfuel-Konzepten. Die fakultativen Maßnahmen sind mit gestrichelten Linien dargestellt. Die in Abbildung 2.18 verwendeten Eigennamen beinhalten den Entwickler bzw. die Merkmale des Verfahrens.

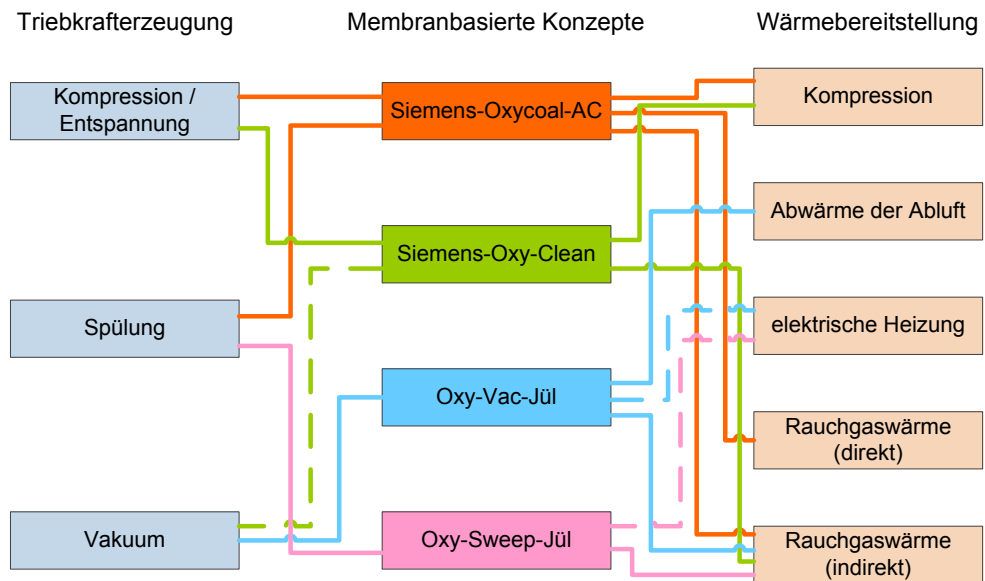


Abbildung 2.18: Kombinationen der Triebkraftherzeugung und der Wärmebereitstellung

Die Einzelheiten der in Abbildung 2.18 genannten membranbasierten Oxyfuel-Konzepte sind in den in Tabelle 2.38 angegebenen Patentschriften enthalten.

Tabelle 2.38: Anmeldungsdaten der Patentschriften

Konzept	Anmeldungsdatum	Anmelder	Anmeldungsnummer	Quelle
Siemens-Oxycoal-AC	29.04.2005	Siemens AG	EP 1 717 420	[111]
Siemens-Oxy-Clean	07.08.2007		EP 2 026 004	[112]
Oxy-Vac-Jül	23.11.2007	Forschungszentrum Jülich GmbH	DE 10 2007 056 841	[113]
Oxy-Sweep-Jül	16.05.2009		DE 10 2009 021 623	[114]

Die Arten der Triebkraftherzeugung und der Wärmebereitstellung führen in der jeweiligen Kombination zu den in Tabelle 2.39 zusammengefassten Merkmalen der membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerke. Die Verfahrensfliessbilder und die Vor- und Nachteile sind in Tabelle 2.40 zusammengefasst. Die weiterführende Beschreibung der Konzepte ist in [115, S. 154-157] enthalten.

Tabelle 2.39: Merkmale der membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerke

Merkmal		Membranbasierte Oxyfuel-Konzepte			
		Siemens-Oxycoal-AC	Siemens-Oxy-Clean	Oxy-Vac-Jül	Oxy-Sweep-Jül
Triebkraftherzeugung	Feedseite	Kompressor und Turbine		-----	-----
	Permeatseite	Rauchgas als Spülgas	---- / Vakuum-sauger	Vakuum-sauger	Rauchgas als Spülgas
Druck	Feedseite	10 – 20 bar	2 – 20 bar	1 bar	1 bar
	Permeatseite	1 bar	1 bar / < 1 bar	< 0,2 bar	1 bar
Anforderung an Membran / Membranmodul		rauchgas- und druckstabil	luft- und druckstabil	luftstabil	rauchgasstabil
Lufterwärmung		Kompressor und Rauchgas		Rekuperator und Rauchgas / Rekuperator und Elektrizität	
Referenz-Kraftwerk ohne CCS		Dampfkraftwerk mit extern befeuerter Entspannungsturbine		Dampfkraftwerk	
Temperatur des zurückgeführten Rauchgases		heiß	warm	warm	heiß-warm-heiß
Massenstrom des zurückgeführten Rauchgases		groß	klein	klein	sehr groß

Die gespülten Konzepte wie Siemens-Oxycoal-AC und Oxy-Sweep-Jül weisen grundsätzlich eine höhere Triebkraft für die Sauerstoffpermeation auf als die entsprechenden nicht gespülten Konzepte. Der entscheidende Nachteil der gespülten Konzepte ist die derzeitige Nichtverfügbarkeit eines Membranwerkstoffes, welcher bei der Spülung mit dem CO<sub>2</sub>- und SO<sub>x</sub>-haltigen Rauchgas stabil ist. Aus heutiger Sicht können die gespülten Konzepte deshalb nicht realisiert werden.

Die Art der Triebkraftherzeugung beeinflusst die Wahl des Referenz-Prozesses, vgl. Tabelle 2.39, Zeile „Referenz-Kraftwerk ohne CCS“. Mit einem Dampfkraftwerk als Referenz können nur die Konzepte verglichen werden, die auf der Feedseite der Membran keinen erhöhten Überdruck aufweisen. Aufgrund der Kompression der Luft, anschließender Lufterwärmung und der Entspannung der Abluft ähneln sich die Konzepte Siemens-Oxycoal-AC und Siemens-Oxy-Clean einem Dampfkraftwerk mit der extern befeuerten bzw. beheizten Entspannungsturbine. Deshalb ist das drucklose spülgasfreie Oxy-Vac-Jül-Konzept das einzige Membrankonzept, das derzeit in einem Dampfkraftwerk realisiert werden kann.

Tabelle 2.40: Vor- und Nachteile der membranbasierten Konzepte der Sauerstoffbereitstellung für Oxyfuel-Kraftwerk

Konzept / Verfahrensbild	Siemens-Oxycoal-AC	Siemens-OTM-Celan
Vorteil	<ul style="list-style-type: none"> <li>- höhere Triebkraft durch die Kompression und Rauchgasspülung ⇒ geringere Membranfläche erforderlich</li> <li>- der Entfall der Handhabung des hochreinen Sauerstoffes bei Temperaturen oberhalb von 800°C, da der Sauerstoff mit dem Rauchgas vermischt wird</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- keine Rauchgasverunreinigungen an der Membran ⇒ Membran verfügbar</li> <li>- kalte Rauchgasrückführung ⇒ das Rückführgebläse und die Rauchgasreinigung aus dem kryogenen Oxyfuel-Prozess verwendbar</li> </ul>
Nachteil	<ul style="list-style-type: none"> <li>- derzeitige Nichtverfügbarkeit der im Rauchgas chemisch stabilen Membran</li> <li>- hoher Volumenstrom des zurückzuführenden Rauchgases aufgrund des begrenzten Potentials des heißen Rauchgases zur Absenkung der kalorischen Verbrennungstemperatur</li> <li>- absolute Druckdifferenz von bis zu 19 bar und sich daraus ergebende mangelhafte Stabilität des Wärmeübertragers und der Membran. <b>Abhilfe:</b> größere Wandstärken und Stützen</li> <li>- Heißgasreinigung bei ca. 850°C und Heißgasgebläse bei Temperaturen von ca. 600°C. <b>Abhilfe:</b> Anwendung des Wärmeverschiebesystems</li> <li>- zusätzliche Druckverluste im zurückgeführten Rauchgas in der Heißgasreinigung und der Membran</li> <li>- sehr hohe stoffliche und energetische Kopplung der Prozesse</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- absolute Druckdifferenz von bis zu 19 bar und sich daraus ergebende mangelhafte Stabilität des Wärmeübertragers und der Membran. <b>Abhilfe:</b> größere Wandstärken und Stützen</li> <li>- Handhabung des heißen hochreinen Sauerstoffes</li> <li>- sehr große Wärmeentnahme im Kessel ⇒ Neuentwicklung des Kessels erforderlich</li> <li>- hohe energetische Kopplung der Prozesse zur Abluftwärmenutzung zwecks Wirkungsgraderhöhung erforderlich</li> <li>- geringere Triebkraft durch die alleinige Kompression des Feedstromes ⇒ mittelgroße Membranfläche erforderlich</li> </ul>

Tabelle 2.40: Vor- und Nachteile der membranbasierten Konzepte der Sauerstoffbereitstellung für Oxyfuel-Kraftwerk (Fortsetzung)

Konzept / Verfahrensfließbild	Oxy-Vac-Jül	Oxy-Sweep-Jül
	<p>Erstellt gemäß [113], angepasst</p>	<p>Erstellt gemäß [114], angepasst</p>
Vorteil	<p>wie beim Siemens-OTM-Clean, zusätzlich</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Vermeidung der Kompression der Frischluft und der Entspannung der Abluft und damit verbundene Eliminierung eines Luftkompressors, einer Abluftentspannungsturbine und eines druckfesten Wärmeübertragers im Temperaturbereich von 400 bis 850°C und Peripheriekomponenten</li> <li>- Gewährleistung der mechanischen Stabilität der Wärmetauscher und Membran durch die geringe absolute Druckdifferenz von bis zu 1 bar</li> <li>- geringe Wärmeentnahme aus dem Feuerungsraum <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ die bewährte Kesselkonstruktion und der Dampfkraftprozess sind voll verwendbar</li> <li>⇒ bis auf o.g. geringe Wärmeentnahme vollständige Entkopplung des Sauerstoffbereitstellungs- und Elektrizitätserzeugungsprozesses</li> </ul> </li> </ul>	<p>wie beim Siemens-Oxycoal-AC und Oxy-Vac-Jül, zusätzlich</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Verzicht auf die Erzeugung vom Vakuum im Bereich 50 bis 150 mbar mittels des Vakuumsaugers</li> </ul>
Nachteil	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Erzeugung vom Vakuum im Bereich 50 bis 150 mbar mittels des Vakuumsaugers</li> <li>- großes Bauvolumen des Membranmoduls, Wärmeübertragers und der Peripherie aufgrund des Vakuums auf der Sauerstoffseite.</li> <li>- hohe Anforderungen an die Dichtigkeit des Luft-O<sub>2</sub>-Wärmeübertragers und der Leitungen auf der Sauerstoffseite der Sauerstoffbereitstellungsanlage, da sich der Sauerstoff im Unterdruck befindet.</li> <li>- geringere Triebkraft durch das alleinige Permeatvakuum <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ mittelgroße Membranfläche erforderlich</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- derzeitige Nichtverfügbarkeit der im Rauchgas chemisch stabilen Membran</li> <li>- hoher Volumenstrom des zurückzuführenden Rauchgases aufgrund begrenztes Potential des heißen Rauchgases zur Absenkung der kalorischen Verbrennungstemperatur</li> <li>- großes und voluminöses Wärmeverschiebesystem</li> <li>- sehr geringere Triebkraft durch das alleinige Spülgas <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ große Membranfläche erforderlich</li> </ul> </li> </ul>

## 2.4 Zusammenfassung

Der Nettowirkungsgrad eines modernen Steinkohledampfkraftwerkes beträgt je nach Standortbedingungen bis zu 46,4 %-Punkte. Die Merkmale eines dem Stand der Technik entsprechenden Steinkohlekraftwerkes aus Kapitel 2.1 sind:

- Feuerung: Staubfeuerung mit trockenem Ascheabzug, Mahltrocknung in einer Mühle mittels vorgewärmter Primärluft
- Luftbereitstellung: Aufteilung in Primär- und Sekundärluft mit regenerativer Luftvorwärmung bis auf 350°C
- Wasser-Dampf-Kreislauf: Einzugsdampfherzeuger, 3-teiliger Turbosatz, Speisewasservorwärmung mit bis zu 9 Stufen
- Kühlsystem: Naturzug-Nasskühlturm mit Rauchgaseinleitung
- Rauchgasreinigung: selektive katalytische Entstickung mittels Ammoniaklösung, kalte elektrische Entstaubung, nasse Entschwefelung mittels Kalksteinsuspension
- Abwärmenutzung: bis auf wenige Ausnahmen nicht vorhanden.

Das Konzept eines Oxyfuel-Prozesses aus Kapitel 2.2 basiert auf der Entfernung des Luftstickstoffs aus der Verbrennungsluft vor der Feuerung mit dem Ziel, nach der Verbrennung ein Rauchgas zu erhalten, das nach der Rauchgasreinigung und der Kondensation des Wasserdampfes bis zu 90 Vol.-% aus CO<sub>2</sub> besteht. Das Oxyfuel-Kraftwerk beinhaltet die oben genannten Prozesse, die an die Anforderungen und Randbedingungen des Oxyfuel-Konzeptes angepasst werden, sowie die CO<sub>2</sub>-Verdichtung. Das Verfahren der kryogenen Luftzerlegung für die Bereitstellung des hochreinen Sauerstoffes zur Verbrennung ist Stand der Technik und verursacht einen spezifischen Elektrizitätsaufwand von 245 kWh<sub>el</sub>/t<sub>CO<sub>2</sub></sub>, was je nach spezifischem Sauerstoffbedarf der Verbrennung einen Nettowirkungsgradverlust zwischen 7,2 und 8,3 %-Punkten bedeutet. Mit der niedrigeren Sauerstoffreinheit sinkt der Wirkungsgradverlust zwar um bis zu 1,0 %-Punkt, bleibt aber trotzdem hoch.

Die zur Gruppe der Oxidkeramik gehörenden Perowskitmembranen weisen im Temperaturbereich von 600 bis 1000°C eine hohe Leitfähigkeit für Sauerstoffionen durch das Kristallgitter auf. Dies bedeutet eine 100%-ige selektive Sauerstoffpermeation und erlaubt die Anwendung eines einstufigen Prozesses. Die Einbindung einer solchen Membrananlage ins Oxyfuel-Kraftwerk besteht in der Bereitstellung der für den Sauerstofftransport erforderlichen Triebkraft und in der Erwärmung der der Membran zugeführten Luft, aus der Sauerstoff abgetrennt wird, auf die Betriebstemperatur der Membran. Die heute bekannten membranbasierten Oxyfuel-Konzepte unterscheiden sich in der Kombination der Triebkraftherzeugung und der Wärmebereitstellung. Das von der Forschungszentrum Jülich GmbH entwickelte und unter EP 2214806 patentierte Verfahren der Sauerstoffbereitstellung aus Kapitel 2.3 (im Weiteren als Oxy-Vac-Jül-Konzept benannt) zeichnet sich durch folgende Merkmale aus:

- Triebkraftherzeugung mittels des Vakuumsaugers auf der Permeaseite der Membran
- bis zu 93 % interne Wärmerückgewinnung
- Endaufheizung der der Membran zugeführten Luft oberhalb der Brennkammer.

Auf der Grundlage der heutigen Erkenntnisse ist das Oxy-Vac-Jül-Konzept das einzige Membrankonzept, das heute in einem Dampfkraftwerk realisiert werden kann. Aufgrund der weitgehenden Entkoppelung der Sauerstoffbereitstellung und Elektrizitätserzeugung werden die Erkenntnisse und Erfahrungen der Oxyfuel-Forschung uneingeschränkt verwendet.

### 3 Berechnungsgrundlage

Die Berechnungsgrundlage beschreibt die Vorgehensweise der Gewinnung der Ergebnisse in dieser Arbeit und bildet eine Basis für die nachvollziehbare und systematische Prozess- und Kostenanalyse sowie für die Verfahrensbewertung. Die Berechnungsgrundlage gliedert sich in

- Festlegung der methodischen Definitionen
- Methode der thermodynamischen Modellierung mit der Beschreibung der Vorgehensweise und der Simulationssoftware
- Auslegung und Größenabschätzung der relevanten Komponenten
- Kostenmodellierung mit der Beschreibung des Verfahrens der Kostenabschätzung
- Bewertung der Optimierungsoptionen.

#### 3.1 Methodische Definitionen

Methodische Definitionen fassen einheitliche Festlegungen für die durchzuführenden Prozess- und Kostenanalysen zusammen. Die in Tabelle 3.1 aufgeführten Definitionen orientieren sich an die Norm VDI 3633, Blatt 1 „Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen“ [117] und werden an Kraftwerkssimulationen angepasst.

Tabelle 3.1: Methodische Definitionen

Begriff	Bedeutung
Kraftwerkssystem	abgegrenzte Anordnung von Modulen, die miteinander in Beziehung stehen und mit der Umwelt über Schnittstellen Materie, Energie und Information austauschen können.
Prozess bzw. Teilprozess	Gesamtheit von Teilprozessen bzw. Modulen, die der Erhöhung der Auflösung des Systems dienen.
Modul	kleinste parametrisierbare Einheit eines Systems mit der Druck- und / oder Temperatur- und / oder Massenänderung und / oder Änderung der stofflichen Zusammensetzung des Hauptstromes unter definierten Betriebsbedingungen
Ablaufstruktur	Art und Zuordnung der Module und Teilprozesse in einem Kraftwerkssystem
Randbedingung	Parameter einer Schnittstelle zwischen dem Kraftwerkssystem und der Umwelt.
Parameter	Größe zur Charakterisierung eines Moduls und beinhaltet einen Parameterwert und eine Einheit, falls nicht dimensionslos
Komponente	Bauteil eines Kraftwerkes



## 3.2 Methode der thermodynamischen Modellierung

Die Methode der thermodynamischen Modellierung beinhaltet

- Vorgehensweise der Kraftwerksmodellierung mit einem Überblick über den Aufbau der Kraftwerkssysteme
- Beschreibung der Simulationssoftware
- Modellierungsmethode wichtigster Module.

Die Beurteilung von Ergebnissen der thermodynamischen Modellierung setzt voraus, dass die Kraftwerkskonzepte und Optimierungen vergleichbar sind. Die Vergleichbarkeit zwischen den Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerken mit und ohne Optimierungen wird durch folgende Maßnahmen sichergestellt:

- einheitliche Randbedingungen für Simulationen:
  - o Brennstoffart und -zusammensetzung
  - o Umgebungsbedingungen
- gleiche Kraftwerkssystemgrenzen
- Prozesse bzw. Teilprozesse mit gleicher Funktion
- gleiche Ablaufstruktur (abgesehen von optimierungsbedingten Abweichungen) und gleicher Detaillierungsgrad
- gleichartige Module mit gleichen Simulationsmodellen und Parameterwerten und
- gleiche Stoffdaten.

### 3.2.1 Vorgehensweise der Kraftwerksmodellierung

Die Vorgehensweise der Kraftwerksmodellierung beschreibt den Ablauf der Gewinnung der Ergebnisse aus der thermodynamischen Simulation und beinhaltet:

- Definition der Randbedingungen
- Definition der Kraftwerkssysteme mittels des schrittweisen Überganges von allgemeinen, umfassenden Strukturen zu den immer spezielleren Details (Beispiel: Prozess-Teilprozess-Modul) unter Berücksichtigung des gleichen Detaillierungsgrades und der gleichen Ablaufstruktur
- teilweise vereinfachte Abbildung des zu modellierenden realen Vorganges in einem Modul in einer Simulationssoftware
- Festlegung von Betriebsbedingungen und Parametern durch die Parameterwerte und dessen Einheiten in den einzelnen Modulen
- Gewinnung eines definierten Ergebnisses.

Die Systemgrenzen der Kraftwerkssysteme werden durch die Schnittstellen mit der Umwelt vorgegeben und sind mit denen des Kraftwerksstandortes identisch. Um die oben beschriebene Struktur der Kraftwerkssysteme zu verdeutlichen, gibt Tabelle 3.2 einen Überblick über die innerhalb der Systemgrenzen liegenden Prozesse, Teilprozesse und simulierten Module des Referenz-Kraftwerkes und des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes. Die vollständige Definition und Beschreibung der genannten Kraftwerke enthalten Kapitel 4.2 und 5.1 entsprechend. Je nach Optimierung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Kapitel 6 fallen einzelne Module entweder weg oder werden durch andere ersetzt. Unter Umständen werden einzelne Prozesse der Kraftwerkssysteme durch neue Module erweitert. Die nicht vorhandenen Module werden durch die Striche in den entsprechenden Feldern symbolisiert.

Tabelle 3.2: Prozesse, Teilprozesse und simulierte Module der Kraftwerkssysteme

Prozess	Teilprozess	Module	
		Referenz-Kraftwerk	Oxyfuel-Kraftwerk
Feuerung	Kohleaufbereitung	Mahltröcknung mit Staubbeförderung	
	Verbrennung	Brennkammer	
Luft- bzw. Oxidansbereitstellung	Primärluft / -oxidans	Primärluftgebläse	Primäroxidansgebläse
		Mühlenluft-Speisewasservorwärmer	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer
	Sekundärluft / -oxidans	Sekundärluftgebläse	Sekundäroxidansgebläse
		Rauchgas-Luftvorwärmer	Rauchgas-Oxidansvorwärmer
		Dampf-Luftvorwärmer	-----
	Sauerstoffbereitstellung	-----	Luft-Abluft-Wärmeübertrager
		-----	Luft-O <sub>2</sub> -Wärmeübertrager
		-----	Kessel-Wärmeübertrager
		-----	Luftgebläse
		-----	Vakuumsauger mit Zwischenstufenkühler
-----	Sauerstoffmembran		
Wasser-Dampf-Kreislauf	Dampferzeugung	Dampferzeuger	
	Dampfkraftprozess	dreistufige Turbine	
		Generator	
	Kondensat- und Speisewasserstrecke	Kondensator	
Kondensat- und Speisewasservorwärmer / -behälter			
		Kondensat- und Speisewasserpumpen	
Kühlung	Hauptkühlung	Kühlturm	
		Hauptkühlwasserpumpe	
	Zwischenkühlung	Zwischenkühlwasserkühler	
		Zwischenkühlwasserpumpe	
Zusatzwasserbereitstellung	Zusatzkühlwasserpumpe		
Rauchgasreinigung	Entstickung	Entstickung	-----
	Entstaubung	Elektrofilter	
		-----	Entstaubungskühler
	Entschwefelung	Entschwefelung	
		-----	Entschwefelungskühler
		Rauchgasgebläse	Entschwefelungsgebläse
	Rauchgaskondensation	-----	Rauchgaskondensator
		-----	Kondensatorgebläse
-----		Kondensatorumwälzpumpen	
CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -verdichtung	Vor- und Nachverdichtung		Roh- und Reingasverdichter mit Zwischenstufenkühler
	CO <sub>2</sub> -Nachreinigung	Entstickung	Entstickung
		Trocknung	Trocknung
		Fremdgasabtrennung	Fremdgasabtrennung

### 3.2.2 Simulationssoftware

Die Simulationssoftware ist ein Werkzeug für die Modellierung der vereinfachten Abbildung eines realen Vorganges. Bei der Durchführung der stationären Simulation der Kraftwerksprozesse wurden die in Tabelle 3.3 dargestellten Softwares verwendet. Die Erstellung der Fließbilder in den beiden Softwares erfolgt mithilfe der graphischen Oberfläche. Im Eingabedatensatz für Komponenten und Stoff- und Energieströme werden die für die Prozesssimulation erforderlichen Parameter definiert. Jedes Programm verfügt über Bibliotheken mit Stoffwerten und thermodynamischen Modellen sowie über vorgefertigte Bauteile bzw. Komponenten mit den dort hinterlegten Gleichungen. Die Programme erstellen und lösen die Gleichungssysteme numerisch mit der vorgegebenen Genauigkeit.

Für die Anwendung der jeweiligen Software für die einzelne Teilaufgabe sind folgende Kriterien entscheidend:

- Verfügbarkeit der Stoffdaten, der thermodynamischen Modelle und der Komponenten
- Ergebnisse der vorangegangenen Validierung der jeweiligen Software für die einzelne Teilaufgabe.

Tabelle 3.3: In dieser Arbeit verwendete Simulationssoftware

Programm	Version	Hersteller	Anwendungsbereich in dieser Arbeit	Thermodynamische Modelle
PRO/II®	8.3.3	Invensys Inc.	Feuerung Luft- / Oxidansbereitstellung Rauchgasreinigung CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und Verdichtung	SRK PR
Epsilon® Professional	9.00	STEAG Energy Services GmbH	Wasser-Dampf-Kreislauf Kühlung	IAPWS-IF97

Abkürzungen in Tabelle 3.3:

- SRK: Soave-Redlich-Kwong-Zustandsgleichung [118]
- PR: Peng-Robinson-Zustandsgleichung [119]
- IAPWS-IF97: International Association for the Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam [120].

### 3.2.3 Modellierung einzelner Module

Gemäß der Moduldefinition aus Tabelle 3.1 stellt ein Modul die kleinste parametrisierbare Einheit eines Kraftwerkssystems mit einem in der Simulationssoftware vereinfacht abgebildeten realen Vorgang dar. Im Allgemeinen enthält das Modul ein Berechnungsmodell des realen Vorganges und ist über stoffliche und energetische Haupt- und Nebenströme mit anderen Modulen des Kraftwerkssystems verbunden, vgl. Abbildung 3.1. Im Einzelfall entfällt ein oder der andere Strom.

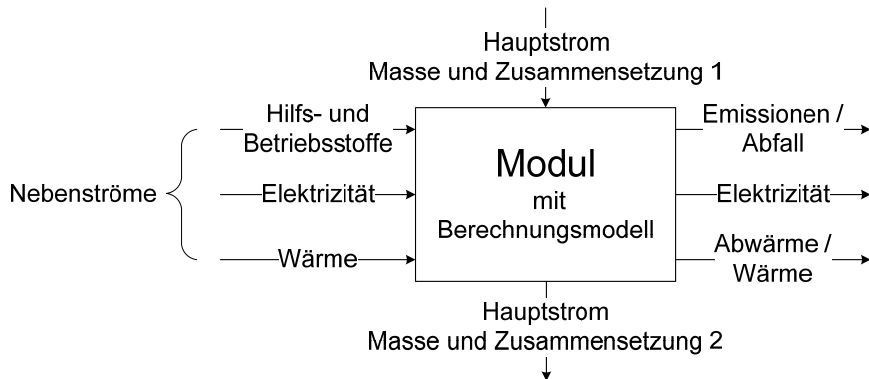


Abbildung 3.1: Modul eines Kraftwerkssystems

Die Modellierung eines einzelnen Moduls umfasst

- die programmgestützte und teilweise vereinfachte Abbildung des zu modellierenden realen Vorganges bei den vorgegebenen Betriebs- und Randbedingungen (Erstellung des Berechnungsmodells), beispielsweise:
  - o Kohlezerkleinerung
  - o Wärmeübertragung mit der Abkühlung des Rauchgasstromes auf eine definierte Temperatur
  - o Rauchgasreinigung mit dem Ziel der Einhaltung der festgelegten Schadstoffemissionen
- die Festlegung der für die Berechnung des Moduls erforderlichen Parameterwerte
- die Gewinnung von Zielergebnissen, beispielsweise
  - o Massen-, Volumen-, Wärme- und Leistungsströme sowie
  - o Zusammensetzung der Stoffströme.

Im Weiteren wird die Modellierung der wichtigsten Module beschrieben.

3.2.3.1 *Mahlrocknung mit Staubfördersystem*

Die in Abbildung 3.2 schematisch dargestellte Modellierung der *Mahlrocknung mit Staubförderung* berücksichtigt folgende Parameter und Vorgänge:

- spezifischer Leistungsbedarf für die Kohlezerkleinerung
- Druckverluste in der Mahlanlage und in den Staubleitungen und
- Trocknungs- und Transportvorgang mit dem Wärmeverlust.

Die Modellierung des Trocknungs- und Transportvorganges dient unter anderem der Quantifizierung des Primärluftbedarfes und der -temperatur. Dies gilt auch für das Oxidans des Oxyfuel-Kraftwerkes. Um die Lesbarkeit der Arbeit zur verbessern, wird in diesem Kapitel auf den Begriff „Oxidans“ verzichtet, obwohl alle unten stehenden Gleichungen sowohl für das Referenz- als auch für das Oxyfuel-Kraftwerk gelten. Es wird angenommen, dass der Leistungsbedarf der Kohlezerkleinerung als Wärme im Modul verbleibt.

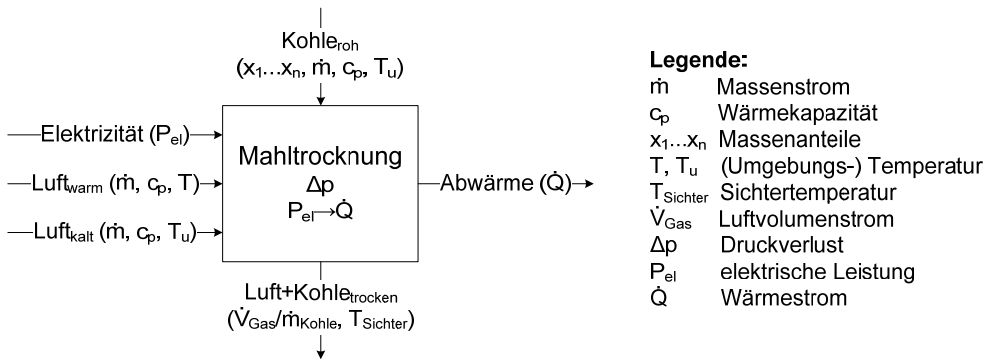


Abbildung 3.2: Modellierung der Mahlrocknung mit Staubförderung

Der spezifische Trocknungsbedarf der Kohle setzt sich zusammen aus dem

- Wärmebedarf für das Aufheizen und Verdampfen des Wassers sowie ggf. Überhitzen des ausgetriebenen Dampfes
- Wärmebedarf für die Erwärmung der Kohle mit dem darin noch enthaltenen Restwasser sowie
- Wärmeverlust der Kohlemühle

und wird mittels Gleichung 3.1 berechnet:

$$\begin{aligned}
 q_{Trocknung} = & f_{Verlust, Mühle} \times \left( (x_{H_2O, roh} - x_{H_2O, rest}) \times (h_{T_{Sichter}}'' - h_{T_{Kohle}}') \right) + \\
 & + \int_{T_{Kohle}}^{T_{100^\circ C}} \bar{c}_{p, H_2O} \times x_{H_2O, rest} \times (T_{Sichter} - T_{Kohle}) + \int_{T_{Kohle}}^{T_{Sichter}} \bar{c}_{p, Kohle, wf} \times (1 - x_{H_2O, roh}) \times (T_{Sichter} - T_{Kohle}) \Big) \quad 3.1
 \end{aligned}$$

mit

$q_{Trocknung}$	spezifischer Trocknungsbedarf der Kohle
$f_{Verlust, Mühle}$	Wärmeverlust der Kohlemühle
$x_{H_2O, roh}, x_{H_2O, rest}$	Wassergehalt der rohen und getrockneten Kohle
$h_{T_Sichter}'' , h_{T_Kohle}'$	Enthalpie des Wasserdampfes im Sichterzustand und des Wassers der Kohle im rohen Zustand
$\bar{c}_{p, H_2O}, \bar{c}_{p, Kohle, wf}$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Wassers und der wasserfreien Kohle
$T_{Sichter}, T_{Kohle}$	Temperatur des Sichters und der rohen Kohle

Der spezifische Trägermediumbedarf für den pneumatischen Transportvorgang bezieht sich auf den Sichterzustand und hängt neben der Staubsättigung zusätzlich vom Wassergehalt der rohen und getrockneten Kohle ab:

$$f_{Pr-Luft} = \frac{1 - (x_{H_2O, roh} - x_{H_2O, rest})}{f_{Kohle/Pr-Luft}} - f_{H_2O, verdampft} \quad 3.2$$

mit

$f_{Pr-Luft}$	spezifischer Trägermediumbedarf für den pneumatischen Transportvorgang
$f_{Kohle/Pr-Luft}$	Staubsättigung der Primärluft
$f_{H_2O, verdampft}$	spezifische Menge des verdampften Wassers

Die Primärlufttemperatur hängt von den Eigenschaften des Trocknungsmediums, vom Trocknungsbedarf der Kohle sowie von der Sichtertemperatur ab.

$$T_{Pr-Luft \text{ vor Mühle}} = \frac{q_{Trocknung}}{\int_{T_{Sichter}} \bar{c}_{p, Luft} \times v_{Pr-Luft}} + T_{Sichter} \quad 3.3$$

mit

$T_{Pr-Luft \text{ vor Mühle}}$	Primärlufttemperatur vor Mühle
$\bar{c}_{p, Luft}$	mittlere spezifische Wärmekapazität der Luft

## 3.2.3.2 Brennkammer

Die in Abbildung 3.3 schematisch dargestellte Modellierung der *Brennkammer* berücksichtigt folgende Parameter und Vorgänge:

- Kohlebedarf
- Bildung der Verbrennungsprodukte unter definierten Bedingungen
- Brennstoffumsatz
- Ascheverteilung
- Wärmeverlust durch die Strahlung und den Ascheausttrag
- Druckverlust des Kohlestaub-Oxidansgemisches im Brenner.

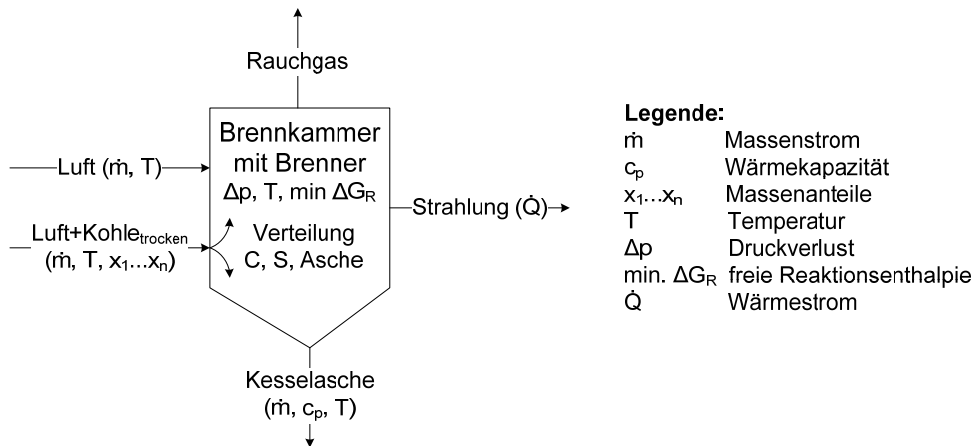


Abbildung 3.3: Modellierung der Brennkammer

Der Kohlebedarf wird aus der Feuerungswärmeleistung des Kraftwerkes und dem Heizwert der Kohle berechnet:

$$\dot{m}_{\text{Kohle, roh}} = \frac{\dot{Q}_{\text{FWL}}}{H_{U, \text{Kohle, roh}}} \quad 3.4$$

mit

$\dot{m}_{\text{Kohle, roh}}$	Kohlemassenstrom zur Verbrennung
$\dot{Q}_{\text{FWL}}$	Feuerungswärmeleistung des Kraftwerkes
$H_{U, \text{Kohle, roh}}$	Heizwert der Kohle

Aufgrund der Abmessungen heutiger Brennkammer beträgt die Verweildauer der Rauchgase 4 bis 6 Sekunden [14, S. 309], [17, S. 184]. Bei einer Brenndauer des größten Kohlestaubpartikels von 2 bis 3 Sekunden [14, S. 309] befinden sich gasförmige Verbrennungsprodukte am Brennkammeraustritt nahezu im chemischen Gleichgewicht, welches durch das Minimum der Freien Reaktionsenthalpie gekennzeichnet ist. Da die Enthalpie- und Entropieänderung

temperaturabhängig sind, wird die Zusammensetzung der Verbrennungsprodukte bei definierter Brennkammerendtemperatur simuliert.

$$\Delta G_R = \Delta H_R - T \Delta S_R = \Delta G_R^0 + RT \ln K \quad 3.5$$

Die Verbrennungsprodukte werden nach folgenden Summen-Reaktionsgleichungen gebildet:



Aufgrund der Kesselentaschung mittels eines Nassentaschers wird der Verlust durch die fühlbare Wärme der Brennkammerasche wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{BK-Asche} = \dot{m}_{BK-Asche} \times \int_{T_U}^{T_{BK}} \bar{c}_{p, Asche} \times (T_{BK} - T_U) \quad 3.13$$

mit

$\dot{Q}_{BK-Asche}$	fühlbare Wärme der Brennkammerasche
$\dot{m}_{BK-Asche}$	Aschemassenstrom
$\bar{c}_{p, Asche}$	mittlere spezifische Wärmekapazität der Asche
$T_{BK}, T_U$	Brennkammerendtemperatur und Umgebungstemperatur

Der Strahlungsverlust der Brennkammer und des Dampferzeugers wird aus der Dampferzeugerleistung ermittelt [14, S. 621].

$$\dot{Q}_{Strahlung} = C \times \dot{Q}_{DE}^{0,7} \quad 3.14$$

mit

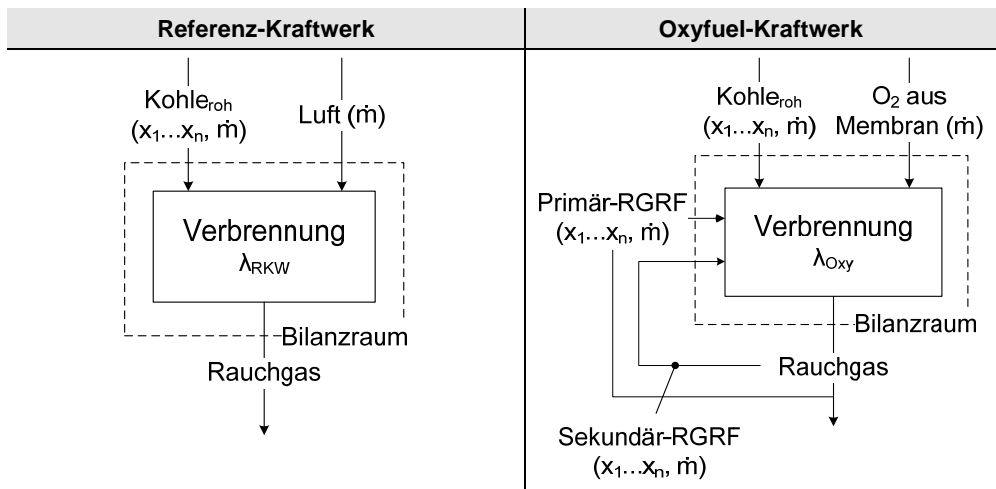
$\dot{Q}_{Strahlung}$	Strahlungsverlust der Brennkammer und des Dampferzeugers in $kW_{th}$
$C$	brennstoffabhängige Konstante
$\dot{Q}_{DE}$	Dampferzeugerleistung in $MW_{th}$



3.2.3.3 Luft- bzw. Oxidansbedarf für Verbrennung

Die Modellierung der Luft- bzw. Oxidansbedarfes berücksichtigt die Bereitstellung der / des Primär- und Sekundärluft bzw. -oxidanses in der notwendigen Menge und mit den erforderlichen Eigenschaften. Der Primärluft-/ -oxidansbedarf richtet sich nach dem Trocknungs- und Transportbedarf der Kohle, vgl. Kapitel 2.1.1 und 2.2.1.

Um den Gesamtluft- bzw. -oxidansbedarf der Kraftwerke zu berechnen, werden Verbrennungsräume in Abbildung 3.4 stofflich bilanziert.



**Legende:**

- $\dot{m}$  Massenstrom
- $x_1 \dots x_n$  Massenanteile
- $\lambda_{RKW}, \lambda_{Oxy}$  Luftzahl, bzw. globale Oxidanzzahl

Abbildung 3.4: Modellierung der Verbrennungsräume des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes

Der Gesamtluftbedarf des Referenz-Kraftwerkes wird mittels Gleichung 3.15 aus den Gleichungen der stöchiometrischen Verbrennung 3.6 bis 3.8 berechnet, wobei der in der Kohle enthaltene Elementarsauerstoff berücksichtigt wird. Die in Gleichung 3.15 angegebene Luftzahl ist in Kapitel 2.1.2 definiert. Die in Kapitel 2.1.1 beschriebene Unvollkommenheit und Unvollständigkeit der tatsächlichen Verbrennung wird bei der Berechnung des Luft- bzw. Oxidansbedarfes nicht berücksichtigt.

$$\dot{m}_{Luft} = \lambda_{RKW} \times \dot{m}_{Kohle,roh} \times \frac{\left( \frac{M_{O_2}}{M_C} \times x_{C,roh} + \frac{M_{O_2}}{2M_H} \times x_{H,roh} + \frac{M_{O_2}}{M_S} \times x_{S,roh} - x_{O_2,roh} \right)}{x_{O_2,Luft}} \quad 3.15$$

mit

$\dot{m}_{Luft}$	Luftmassenstrom zur Verbrennung
$\lambda_{RKW}$	Luftzahl
$M_{O_2}, M_C, M_H, M_S$	Sauerstoff-, Kohlenstoff-, Wasserstoff- und Schwefel-Molmassen
$x_{C,roh}, x_{H,roh}, x_{S,roh}$	Sauerstoff-, Kohlenstoff-, Wasserstoff- und Schwefel-Massenanteile in roher Kohle
$x_{O_2,roh}$	
$x_{O_2,Luft}$	Massenanteil des Sauerstoffes in der atmosphärischen Luft

Beim Oxyfuel-Kraftwerk verringert sich der Sauerstoffbedarf aus der Membran aufgrund des im zurückgeführten Rauchgas enthaltenen Sauerstoffes, vgl. Kapitel 2.2.2. Die primäre und sekundäre Rauchgasrückführung werden getrennt betrachtet.

$$\dot{m}_{O_2,Membran} = \lambda_{Oxy} \times \dot{m}_{Kohle,roh} \times \left( \frac{M_{O_2}}{M_C} \times x_{C,roh} + \frac{M_{O_2}}{2M_H} \times x_{H,roh} + \frac{M_{O_2}}{M_S} \times x_{S,roh} - x_{O_2,roh} - \right. \quad 3.16$$

$$\left. - \dot{m}_{Pr.-RGRF} \times x_{O_2,Pr.-RGRF} - \dot{m}_{Sek.-RGRF} \times x_{O_2,Sek.-RGRF} \right)$$

mit

$\dot{m}_{O_2,Membran}$	Sauerstoffmassenstrom aus der Membran
$\lambda_{Oxy}$	globale Oxidanzahl, vgl. Definition in Kapitel 2.2.2
$\dot{m}_{Pr.-RGRF}, \dot{m}_{Sek.-RGRF}$	Massenströme des zurückgeführten Rauchgases im Primär- und Sekundär-Rauchgaskreislauf
$x_{O_2,Pr.-RGRF}, x_{O_2,Sek.-RGRF}$	Sauerstoffmassenanteile im Primär- und Sekundär-Rauchgaskreislauf vor der Sauerstoffzumischung

### 3.2.3.4 Sauerstoffmembran

Die Sauerstoffmembran ist ein Bestandteil der membranbasierten Sauerstofferzeugungsanlage, die zusätzlich auch Anlagen zur Triebkraftherzeugung und Wärmebereitstellung beinhaltet. Die in Abbildung 3.5 schematisch dargestellte Modellierung der *Sauerstoffmembran* berücksichtigt folgende Parameter und Vorgänge:

- Sauerstoffpermeation von der Feed- bzw. Retentat- auf die Permeatseite der Membran je nach Sauerstoffabtrenngrad und Triebkraft
- Druckverlust auf der Feed- bzw. Retentatseite der Membran.

Der Druckverlust auf der Permeatseite der Membran wird vernachlässigt, da dieser selbst bei drei Meter langen Membranrohren beim Sauerstoffpartialdruckverhältnis auf der Retentatseite der Membran von 1,1 weniger als 2,5 mbar beträgt [121, S. 389, Abbildung 10].

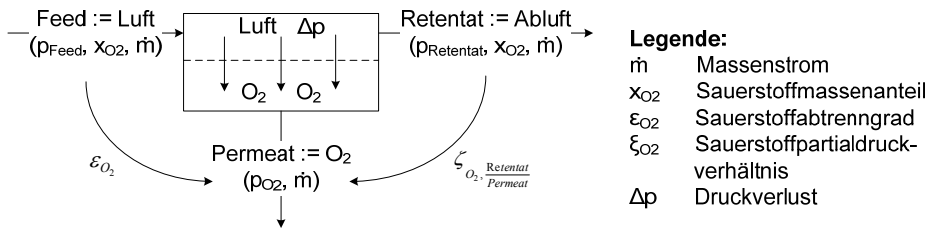


Abbildung 3.5: Modellierung der Sauerstoffmembran

Im Folgenden werden die Zusammenhänge zwischen den Sauerstoffpartialdrücken, dem Sauerstoffabtrenngrad und der Sauerstofftriebkraft erläutert, die bei der Modellierung der Sauerstoffmembran verwendet werden.

Als Sauerstoffabtrenngrad wird das Massenstromverhältnis zwischen dem mittels Membran abgetrennten und dem der Membran zugeführten Sauerstoff als Bestandteil der Luft bezeichnet:

$$\varepsilon_{O_2} = \frac{\dot{m}_{O_2, abgetr.}}{\dot{m}_{O_2, Feed}} \quad 3.17$$

mit

$\varepsilon_{O_2}$  Sauerstoffabtrenngrad  
 $\dot{m}_{O_2, abgetr.}, \dot{m}_{O_2, Feed}$  abgetrennter bzw. zugeführter Sauerstoffmassenstrom

Die Luft sowie Abluft aus der Membran wird als Gemisch aus mehreren reinen chemisch nicht reagierenden Stoffen betrachtet, weshalb hier die thermodynamischen Zusammenhänge aus [8, S. 200-201] Anwendung finden. Danach wird der Sauerstoffpartialdruck im Retentat der Membran durch die Multiplikation des Retentatgesamtdruckes mit dem Molanteil des Sauerstoffes berechnet:

$$p_{O_2, Ret} = y_{O_2, Ret} \times p_{Ret} \quad 3.18$$

mit

$p_{O_2, Ret}, p_{Ret}$  Sauerstoffpartialdruck im Retentat, Retentatgesamtdruck  
 $y_{O_2, Ret}$  Sauerstoffmolanteil im Retentat

Der Molanteil des Sauerstoffes im Retentat des Membranprozesses stellt das Verhältnis der Stoffmengen des Sauerstoffes und des Gasmisches dar. Mit der Einführung des Sauerstoffabtrenngrades in die Stoffmengenbilanz hängt der Molanteil des Sauerstoffes im Retentat nur vom Molanteil des Sauerstoffes im Feed und vom Sauerstoffabtrenngrad ab. Da der Molanteil des Sauerstoffes im Feed, also in der Luft, durch die Umgebungsbedingungen vorgegeben ist, hängt der Molanteil des Sauerstoffes im Retentat nur vom Sauerstoffabtrenngrad ab.

$$y_{O_2, \text{Ret}} = \frac{n_{O_2, \text{Ret}}}{n_{\text{Ges, Ret}}} = \frac{n_{O_2, \text{Feed}} - \varepsilon \times n_{O_2, \text{Feed}}}{n_{\text{Ges, Feed}} - \varepsilon \times n_{O_2, \text{Feed}}} = \frac{n_{O_2, \text{Feed}} (1 - \varepsilon)}{n_{O_2, \text{Feed}} \left( \frac{1}{y_{O_2, \text{Feed}}} - \varepsilon \right)} = \frac{1 - \varepsilon}{\frac{1}{y_{O_2, \text{Feed}}} - \varepsilon} \quad 3.19$$

mit

$n_{O_2, \text{Ret}}, n_{O_2, \text{Feed}}$	Sauerstoffmenge im Retentat bzw. Feed
$n_{\text{Ges, Ret}}, n_{\text{Ges, Feed}}$	Gesamtstoffmenge im Retentat bzw. Feed
$y_{O_2, \text{Ret}}, y_{O_2, \text{Feed}}$	Sauerstoffmolanteil im Retentat bzw. Feed

Der Retentatdruck aus Gleichung 3.18 stellt die Differenz des Feeddruckes und Druckverlustes auf der Feedseite der Membran dar:

$$p_{\text{Ret}} = p_{\text{Feed}} - \Delta p_{\text{Feed}} \quad 3.20$$

Der Einsatz der Gleichungen 3.19 und 3.20 in Gleichung 3.18 ergibt den Zusammenhang zwischen dem Sauerstoffpartialdruck im Retentat und dem Sauerstoffabtrenngrad:

$$p_{O_2, \text{Ret}} = (p_{\text{Feed}} - \Delta p_{\text{Feed}}) \times \frac{1 - \varepsilon}{\frac{1}{y_{O_2, \text{Feed}}} - \varepsilon} \quad 3.21$$

Beim gegebenen Sauerstoffpartialdruck auf der Feedseite der Membran, was insbesondere bei der Sauerstoffabtrennung aus atmosphärischen Luft der Fall ist, hängt die Triebkraft durch die Membran vom Sauerstoffpartialdruckverhältnis auf der Retentatseite der Membran ab:

$$\zeta_{O_2, \frac{\text{Ret}}{\text{Per}}} = \frac{p_{O_2, \text{Ret}}}{p_{O_2, \text{Per}}} \quad 3.22$$

mit

$p_{O_2, \text{Ret}}, p_{O_2, \text{Per}}$	Sauerstoffpartialdruck im Retentat bzw. Permeat
$\zeta_{O_2, \frac{\text{Ret}}{\text{Per}}}$	Sauerstoffpartialdruckverhältnis auf der Retentatseite der Membran

Die Modellierung der Sauerstoffabtrennung mittels Membran im vakuumbasierten Prozess wird damit durch die Angabe des Sauerstoffabtrenngrades, Druckverlustes über die Membran und durch das Sauerstoffpartialdruckverhältnis auf der Retentatseite der Membran vollständig beschrieben.

### 3.2.3.5 Wärmeübertragung

Die modellierten Kraftwerkssysteme enthalten eine Vielzahl der Module der Wärmeübertragung:

- Oberflächenwärmeübertrager mit und ohne Phasenwechsel:
  - o Dampferzeuger
  - o dampfbeheizte Speisewasser- und Kondensatvorwärmer mit Enthitzer und / oder Nachkühler
  - o Dampfkondensator
  - o Dampf-Luftvorwärmer
  - o Mühlenluft- oder -oxidans-Speisewasservorwärmer
  - o Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung und des Wärmeträgerkreislaufes
  - o Luft- / Abluft-Wärmeübertrager
  - o Luft / O<sub>2</sub>-Wärmeübertrager
  - o Kesselwärmeübertrager
  - o O<sub>2</sub>-Kühler vor der O<sub>2</sub>-Verdichtung
  - o Zwischenstufenkühler der CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Verdichtung
- Direktgaskühler, Mischkondensator und Vorwärmer mit der Vermischung von Stoffströmen
  - o Rauchgaskühler
  - o Zwischenstufenkühler der CO<sub>2</sub>-Verdichtung
  - o Rauchgaskondensator
  - o Speisewasserbehälter
- Regenerativ-Wärmeübertrager
  - o Rauchgas-Luftvorwärmer
  - o Rauchgas-Oxidansvorwärmer.

Entsprechend vielseitig ist das Angebot der verwendeten Wärmeübertrager aus den Simulationssoftwares. Die in Abbildung 3.6 schematisch dargestellte Modellierung der *Wärmeübertragung* berücksichtigt die Massen- und Energieerhaltung, vgl. Gleichung 3.23, sowie den Druckverlust auf beiden Seiten des Wärmeübertragers. Der wärmeabgebende Strom wird mit dem Indizes „1“ bezeichnet, der wärmeaufnehmende – mit „2“.

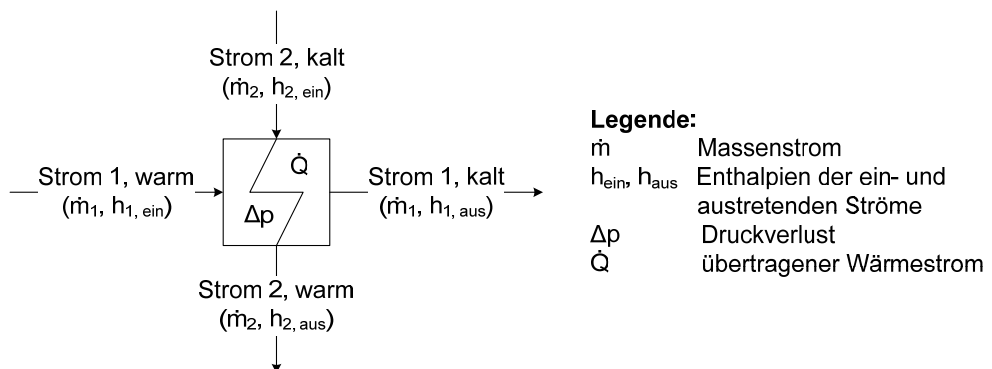


Abbildung 3.6: Modellierung der Wärmeübertragung

$$\dot{m}_1 \times (h_{1,aus} - h_{1,ein}) = \dot{m}_2 \times (h_{2,ein} - h_{2,aus}) \quad 3.23$$

mit

$$\begin{array}{ll} \dot{m}_1, \dot{m}_2 & \text{Massenströme des wärmeabgebenden und -aufnehmenden Stoffes} \\ h_{1,ein}, h_{1,aus}, & \\ h_{2,ein}, h_{2,aus} & \text{Enthalpie des wärmeabgebenden und -aufnehmenden Stoffes} \end{array}$$

### Oberflächenwärmeübertrager mit und ohne Phasenwechsel

Für die Oberflächenwärmeübertrager ohne Phasenwechsel wird die Gleichung 3.23 in folgende transferiert:

$$\dot{m}_1 \times \bar{c}_{p,1} \times (T_{1,aus} - T_{1,ein}) = \dot{m}_2 \times \bar{c}_{p,2} \times (T_{2,ein} - T_{2,aus}) \quad 3.24$$

mit

$$\begin{array}{ll} \bar{c}_{p,1}, \bar{c}_{p,2} & \text{mittlere spezifische Wärmekapazität des wärmeabgebenden und} \\ & \text{-aufnehmenden Stoffes} \\ T_{1,ein}, T_{1,aus}, & \\ T_{2,ein}, T_{2,aus} & \text{Temperaturen der wärmeabgebenden und -aufnehmenden Stoffes} \end{array}$$

Die Oberflächenwärmeübertrager mit Phasenwechsel beinhalten die Verdampfung / die Kondensation des Mediums (die folgende Gleichung gilt beispielhaft für die Verdampfung des wärmeaufnehmenden Stromes):

$$\dot{m}_1 \times \bar{c}_{p,1} \times (T_{1,ein} - T_{1,aus}) = \dot{m}_2 \times (\bar{c}_{p,2}' \times (T_{2,D} - T_{2,ein}) + h_V + \bar{c}_{p,2}'' \times (T_{2,aus} - T_{2,D})) \quad 3.25$$

mit

$$\begin{array}{ll} \bar{c}_{p,2}', \bar{c}_{p,2}'' & \text{mittlere spezifische Wärmekapazität des wärmeaufnehmenden Stoffes} \\ & \text{in der flüssigen und gasförmigen Phase} \\ T_{2,D} & \text{Verdampfungstemperatur des wärmeaufnehmenden Stoffes} \end{array}$$

Bei allen Oberflächenwärmeübertragern mit der Ausnahme des Wasser-Dampf-Kreislaufes werden je nach Einsatzzweck des Moduls entweder die obere ( $\Delta t_w$ ) oder untere ( $\Delta t_k$ ) Grädigkeit oder der übertragene Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) oder die Temperatur der ausgehenden Stoffströme ( $T_{1,aus}$  und  $T_{2,aus}$ ) definiert. In Abbildung 3.7, linkes Bild, ist die Temperatur-Wärme-diagramm des Oberflächenwärmeübertragers ohne Phasenwechsel dargestellt.

Bei den dampfbeheizten Vorwärmern der regenerativen Speisewasservorwärmung mit den eingebauten Enheizungs- und Kondensatkühlzonen werden Grädigkeiten wie folgt definiert:

- Enheizungs- und Kondensationszone: Temperaturdifferenz zwischen der Dampfkondensations- und Speisewasseraustrittstemperatur ( $\Delta t_{SW}$  in Abbildung 3.7, rechtes

Bild). Die Dampfkondensationstemperatur wird durch seinen Druck und damit durch die Entnahmestelle an der Turbine festgelegt.

- Kondensatkühlzone: Temperaturdifferenz am kalten Ende des Wärmeübertragers ( $\Delta t_{\text{Kühler}}$  in Abbildung 3.7, rechtes Bild).

Im Beispiel in Abbildung 3.7, rechtes Bild, ist die Speisewasseraustrittstemperatur aufgrund der vorgeschalteten Enthitzung höher als die Dampfkondensationstemperatur. Das bedeutet, dass die Grädigkeit dieses Wärmeübertragers gemäß der oben genannten Definition negativ ist.

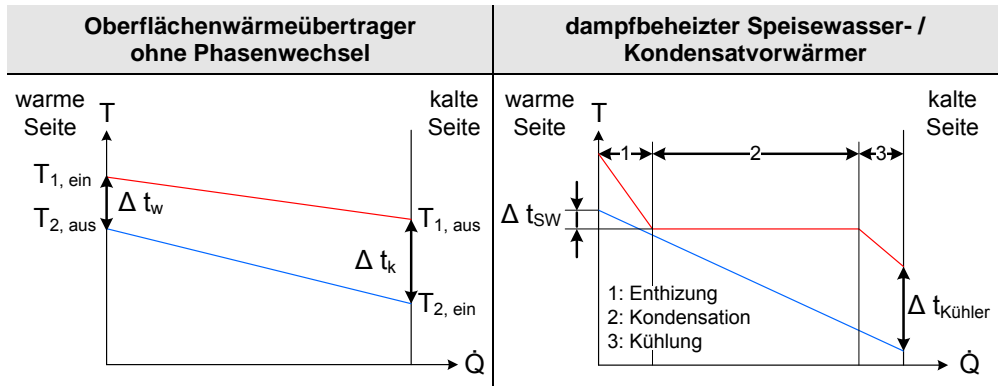


Abbildung 3.7: Modellierung der Oberflächenwärmeübertrager

**Direktgaskühler, Mischkondensator und Vorwärmer mit der Vermischung der Stoffströme**

Die Aufgabe eines Direktgaskühlers und Gasmischkondensators mit der Vermischung des zu kühlenden Stoffes und des Kühlmediums besteht in der Abkühlung des Gasstromes ggf. mit dem Auskondensieren der kondensierbaren Gaskomponente, im Allgemeinen Wasserdampf. Abbildung 3.8 zeigt das Prinzip des Direktgaskühlers und Gasmischkondensators. Die Austrittstemperaturen des wärmeabgebenden und -aufnehmenden Stoffes gleichen sich an.

Die Auslegung des Direktgaskühlers und Gasmischkondensators beinhaltet die Berechnung des Massenstromes des Kühlmediums, im Allgemeinen des Kühlwassers, das erforderlich ist, um die Zieltemperatur zu erreichen. Gleichung 3.26 gilt für den Direktgaskühler und Gleichung 3.27 für den Gasmischkondensator bei der Sättigungstemperatur:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{\text{Gas}} \times \bar{c}_{p, \text{Gas}} \times (T_{\text{Gas, ein}} - T_{\text{Gas, H}_2\text{O, aus}})}{\bar{c}_{p, H_2O}' \times (T_{H_2O, D} - T_{H_2O, \text{ein}}) + h_V + \bar{c}_{p, H_2O}'' \times (T_{\text{Gas, H}_2\text{O, aus}} - T_{H_2O, D})} \quad 3.26$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{\text{Gas}} \times \bar{c}_{p, \text{Gas}} \times (T_{\text{Gas, ein}} - T_{\text{Gas, aus}}) + \dot{m}_{H_2O \text{ im Gas}} \times (h_V + \bar{c}_{p, H_2O}' \times (T_{H_2O, D} - T_{H_2O, \text{aus}}))}{\bar{c}_{p, H_2O}' \times (T_{H_2O, \text{ein}} - T_{H_2O, \text{aus}})} \quad 3.27$$

mit

$$\dot{m}_{H_2O}$$

Massenstrom des Kühlwassers

$$\dot{m}_{H_2O \text{ im Gas}}$$

Massenstrom des im zu kühlenden Gas enthaltenen Wassers

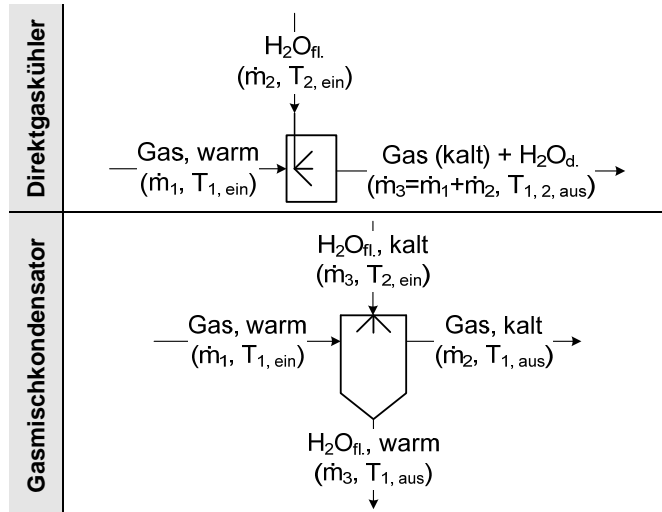


Abbildung 3.8: Modellierung des Direktgaskühlers und Gasmischkondensators

Die Massenbilanz des Direktgaskühlers und Gasmischkondensators wird durch Gleichungen 3.28 und 3.29 entsprechend beschrieben:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad 3.28$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad 3.29$$



### Regenerativ-Wärmeübertrager

Beim in Abbildung 3.9 dargestellten Regenerativ-Wärmeübertrager gilt die Gleichung 3.24. Zusätzlich wird der Stoffübergang am kalten Ende des Wärmeübertragers vom Stoffstrom mit höherem Druck in den Stoffstrom mit niedrigerem Druck berücksichtigt.

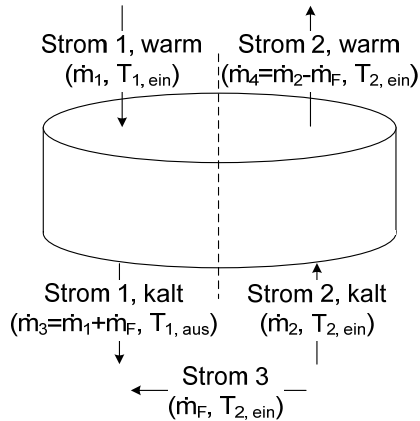


Abbildung 3.9: Modellierung des Regenerativ-Wärmeübertragers

Die Massenbilanz des Regenerativ-Wärmeübertragers wird durch Gleichungen 3.30 und 3.31 entsprechend beschrieben.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{\text{Falschluff}} \quad 3.30$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{\text{Falschluff}} \quad 3.31$$

mit

$$\dot{m}_{\text{Falschluff}} \quad \text{Massenstrom der Falschluff}$$

#### 3.2.3.6 Arbeits- und Kraftmaschinen

Die modellierten Kraftwerkssysteme enthalten eine Vielzahl der Module der Arbeits- und Kraftmaschinen:

- O<sub>2</sub>- und CO<sub>2</sub>-Verdichter
- Gebläse
- Pumpen
- Turbinen.

Die Modellierung der Module der Arbeits- und Kraftmaschinen berücksichtigt den thermodynamischen, mechanischen und elektrischen Wirkungsgrad (den letzteren nur beim Einsatz eines elektrischen Motors) sowie die Druckerhöhung bzw. Druckabsenkung, die sich aus den Rand- und Betriebsbedingungen sowie aus der Ablaufstruktur des Kraftwerkssystems ergibt. Der polytrope Wirkungsgrad ist das bessere Maß für die Beurteilung der strömungstechni-

schen Güte der Maschine [18, S. R 5], da dieser unabhängig vom Fluidzustand der Maschine und von der Druckerhöhung ist. Bei Pumpen, Gebläsen und Turbinen wird jedoch das isentrope Wirkungsgradmodell verwendet, weil

- a) bei Pumpen: die Flüssigkeit nahezu inkompressibel ist
- b) bei Gebläsen: die absolute Druckerhöhung gering ist
- c) bei Turbinen: die entsprechenden Rechenmodelle einfacher sind und der Abstand zwischen dem isentropen und polytropen Wirkungsgrad bei höherer Güte der Maschine kleiner werden.

Die Zielgröße der Modellierung ist der elektrizitätsbedarf bzw. die elektrizitätsabgabe der Arbeits- und Kraftmaschinen.

### 3.2.3.7 Rauchgasreinigung / Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases

Der Modellierung der Module der Rauchgasreinigung bzw. der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases liegt der reale Prozess der Emissionsminderung mit der Einhaltung des jeweiligen Auslegungswertes zugrunde. Die in Abbildung 3.10 schematisch dargestellte Modellierung der Rauchgasreinigung berücksichtigt folgende Parameter und Vorgänge:

- Emissionsminderungsziel und Schadstoffumsatz
- Verbrauch von Elektrizität und Hilfs- und Betriebsmitteln
- Emissions- und Produktbildung
- Druckverlust des Rauchgasreinigungsprozesses.

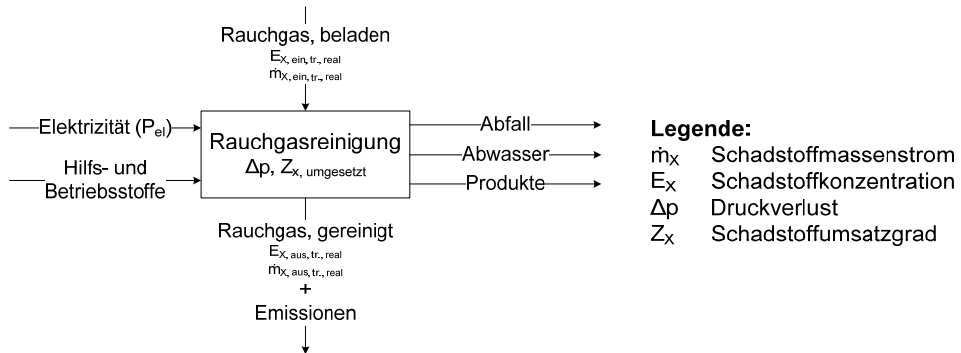


Abbildung 3.10: Modellierung der Rauchgasreinigung

Die Emissionen der Feuerungsanlage werden nach der 13. BImSchV, § 2, Abs. 10 in Verbindung mit Abs. 1 als Massenkonzentration im trockenen Rauchgas definiert:

$$c_{X,tr.,i.N.} = \frac{\dot{m}_X}{\dot{V}_{RG,tr.,i.N.}} \tag{3.32}$$

mit

$c_{X,tr.,i.N.}$	gemessener Emissionswert des Stoffes X im trockenen Rauchgas im Normzustand
$\dot{m}_X$	Massenstrom der jeweiligen Luftverunreinigung X
$\dot{V}_{RG,tr.,i.N.}$	Volumenstrom des trockenen Rauchgases im Normzustand

Findet die Emissionsminderung eines Luftschadstoffes in mehreren Rauchgasreinigungsprozessen statt, werden Auslegungswerte für jeden Teilprozess definiert. Die Emissionsgrenzwerte werden entsprechend der 13. BImSchV, § 2, Abs. 11 definiert und auf den Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-% nach der 13. BImSchV, Anlage 4 zum Abs. 5 umgerechnet:

$$c_{X,BImSchV} = \frac{21 - x_{O_2, RG, Bezug}}{21 - x_{O_2, RG, tr., real}} \times c_{X, tr., i. N.} \quad 3.33$$

mit

$c_{X,BImSchV}$	Emissionsgrenzwert des Stoffes X nach der 13. BImSchV, § 2, Nr. 11
$x_{O_2, RG, tr., real}$	gemessener Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases in Vol.-%
$x_{O_2, RG, Bezug}$	Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-%

Um den Verbrauch von Hilfs- und Betriebsmitteln sowie den Elektrizitätsbedarf von gleichartigen aber unterschiedlichen Prozessen realitätsnah zu berechnen, werden diese auf den Schadstoffumsatz bzw. Schadstoffumsatzgrad bezogen. Der Schadstoffumsatz und Schadstoffumsatzgrad werden wie folgt berechnet:

$$\dot{m}_{X, red.} = \dot{m}_{X, ein} - \dot{m}_{X, aus} \quad 3.34$$

$$Z_{X, red.} = \frac{\dot{m}_{X, ein} - \dot{m}_{X, aus}}{\dot{m}_{X, ein}} \quad 3.35$$

mit

$\dot{m}_{X, red.}, Z_{X, red.}$	Schadstoffreduktion und -grad des Stoffes X
$\dot{m}_{X, ein}, \dot{m}_{X, aus}$	Massenstrom des Luftschadstoffes X vor und nach dem Rauchgasreinigungsprozess

Tabelle 3.4 fasst die berücksichtigten Parameter und Vorgänge der Teilprozesse der Rauchgasreinigung sowie die der Teilprozessmodellierung zugrunde liegenden Gleichungen zusammen.

Tabelle 3.4: Teilprozesse der Rauchgasreinigung und der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases mit den berücksichtigten Parametern und Vorgängen

Teilprozess	Hilfs- und Betriebsmittel	Emissionen und Produkte	Gleichung	Elektrizität	Druckverlust
Entstickung, atmosphärischer Druck	NH <sub>3</sub> Trägerluft	N <sub>2</sub> H <sub>2</sub> O	2.1; 2.2	Ja	Ja
Entstickung, druckaufgeladen	NH <sub>3</sub>	N <sub>2</sub> H <sub>2</sub> O		Ja	Ja
Entstaubung	---	Asche	3.32	Ja	Ja
Entschwefelung	Kalkstein Oxidationsluft Prozesswasser	Gips CO <sub>2</sub> Abwasser Schlamm	2.4	Ja	Ja
Rauchgaskondensation	Wasser	Abwasser		Ja	Ja
Wasserdampfentfernung	Adsorbens	Wasserdampf		Ja	Ja
Fremdgasabtrennung	---	Fremdgase		Ja	Ja

Während die Emissionen der Feuerungsanlage nach der 13. BImSchV, § 2, Abs. 10 in Verbindung mit Abs. 1 als Massenkonzentration  $mg/Nm^3$  angegeben werden, wird in der chemischen Verfahrenstechnik die Volumenkonzentration  $ppm$  verwendet. Die Massenkonzentration in  $mg/Nm^3$  wird in die Volumenkonzentration in  $ppm$  mittels folgender Gleichung umgerechnet:

$$c_x[ppm] = \frac{c_x[mg / Nm^3] \times V_{Mol}}{M_x} \quad 3.36$$

mit

$c_x[ppm]$ ,	Konzentration des Stoffes X in $ppm$ bzw. in $mg/Nm^3$ im Normzustand
$c_x[mg / Nm^3]$	
$V_{Mol}$	Molvolumen im Normzustand
$M_x$	Molmasse des Stoffes X

Im nächsten Kapitel wird die Komponentenauslegung und -größenabschätzung beschrieben.

### 3.3 Komponentenauslegung und -größenabschätzung

In dieser Arbeit wird die Umsetzbarkeit einzelner Optimierungsoptionen des Oxyfuel-Prozesses bewertet, vgl. Kapitel 1.2. Daher betrifft die Komponentenauslegung und -größenabschätzung nur das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk und seine Optimierungsoptionen. Aus der Vielzahl der Kraftwerkskomponenten wird die Auslegung und Größenabschätzung nur für die Komponenten durchgeführt, die sich infolge der mindestens einer der Optimierungen verändern, ersatzlos entfallen oder neu hinzukommen. Eine Übersicht über solche Komponenten enthält Tabelle 3.5. Die Komponentenauslegung und -größenabschätzung basiert auf den Parametern und Ergebnissen der thermodynamischen Analyse und dient der im nächsten Kapitel beschriebenen Kostenabschätzung.

Die Komponentenauslegung und -größenabschätzung beinhaltet die Berechnung der für die Kostenabschätzung wichtigsten Komponentenmerkmale. Dies wird im Folgenden an zwei Beispielen erläutert:

- 1) Die Wärmeübertragerfläche ist ein wichtiges Komponentenmerkmal für die Größenabschätzung eines Röhrenkesselwärmeübertragers. In Verbindung mit den Konstruktionsparametern wie Rohrlänge, -anordnung, -wanddicke etc. werden die Kosten des Wärmeübertragers hinreichend genau abgeschätzt.
- 2) Der Durchmesser und die Höhe eines unter atmosphärischem Druck betriebenen Behälters mit verhältnismäßig kleineren Einbauten wie beispielsweise der Rauchgasentschwefelungsabsorber oder -kondensator sind für ihre Kostenabschätzung wichtige Komponentenmerkmale.

Eine Übersicht über die Kraftwerkskomponenten der Oxyfuel-Kraftwerke, für die die Auslegung und Größenabschätzung durchgeführt wurde, die Komponentenmerkmale und die jeweilige Berechnungsgrundlage gibt Tabelle 3.5.

Die Ergebnisse der thermodynamischen Analyse wie Fluidvolumen und -massenstrom, Temperatur, Druckverlust etc. bilden ein Rahmen der Auslegung und Größenabschätzung der Kraftwerkskomponenten. Die Einflussfaktoren wie spezifische Niederschlagselektrodenfläche (Elektrofilter), Wärmedurchgangskoeffizient (Wärmeübertrager), Gasgeschwindigkeit (Rauchgasentschwefelungsabsorber und -kondensator) werden auf folgender Grundlage berechnet bzw. abgeschätzt:

- Erfahrungswerte der existierenden konventionellen Anlagen, soweit diese auf Oxyfuel-Anlage übertragen werden können
- Abschätzungen auf der Grundlage der relevanten stofflichen Parameter
- Mitteilungen der Anlagenhersteller.

Bei der Nichtverfügbarkeit der oben genannten Informationen für einen definierten Anwendungsfall (dies betrifft vor allem Wärmeübertrager der Wärmenutzung aus dem Oxyfuel-Rauchgas) wird eine ingenieurtechnische Auslegung nach dem VDI-Wärmeatlas auf der Basis der Konstruktionsparameter der derzeit realisierten und vergleichbaren Anlagen durchgeführt.

Tabelle 3.5: Kraftwerkskomponenten, Komponentenmerkmale und Berechnungsgrundlage

Kraftwerkskomponente	Komponentenmerkmal	Berechnungsgrundlage
Elektrofilter (kalt / warm)	Niederschlagselektrodenfläche	$A_{NE, E-Filter} = \left(\frac{A}{V}\right)_{spez.} \times \dot{V}_{RG, E-Filter}$ 3.37
Wärmeübertrager - Regenerativ-Rauchgas-Oxidansvorwärmer - Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer - CO <sub>2</sub> - und O <sub>2</sub> -Zwischenstufenkühler - CO <sub>2</sub> - und O <sub>2</sub> -Wärmeübertrager für Wärmeauskoppelung	Wärmeübertragerfläche	$A_{WÜ} = \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta T_m}$ 3.38
Rauchgasentschwefelungsabsorber	Durchmesser	$D_{Entschw.-Absorber} = 2 \sqrt{\frac{\dot{V}_{RG, Absorber}}{\pi \times v_{RG, Absorber}}}$ 3.39
Rauchgaskondensator	Durchmesser	$D_{RG-Kondensator} = 2 \sqrt{\frac{\dot{V}_{RG, Kondensator}}{\pi \times v_{RG, Kondensator}}}$ 3.40
Wärmeübertrager - Wärmeauskoppelung aus dem Rauchgas (alle)	Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38 k-Wert wird nach VDI-Wärmeatlas berechnet

Formelbezeichnungen in Tabelle 3.5:

$A_{NE, E-Filter}$ , $A_{WÜ}$	Niederschlagselektroden- bzw. Wärmeübertragerfläche
$\dot{V}_{RG, E-Filter}$ , $\dot{V}_{RG, Absorber}$ , $\dot{V}_{RG, Kondensator}$	Rauchgasvolumenstrom im Elektrofilter, Rauchgasentschwefelungsabsorber und -kondensator
$v_{RG, Absorber}$ , $v_{RG, Kondensator}$	Rauchgasgeschwindigkeit im Rauchgasentschwefelungsabsorber und -kondensator
$\left(\frac{A}{V}\right)_{spez.}$	spezifische Niederschlagselektrodenfläche des Elektrofilters
$\dot{Q}$	übertragener Wärmestrom
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient
$\pi$	Zahl Pi
$D_{Entschw.-Absorber}$ , $D_{RG-Kondensator}$	Durchmesser des Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators
$\Delta T_m$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

mit

$$\Delta T_{\bar{m}} = \frac{\Delta T_{Gr} - \Delta T_{Kl}}{\ln \frac{\Delta T_{Gr}}{\Delta T_{Kl}}} \quad 3.41$$

$\Delta T_{Gr}$ ,  $\Delta T_{Kl}$

Temperaturdifferenzen der Medien am Anfang und Ende der Wärmeübertragerfläche, Gr: großer Betrag, Kl: kleiner Betrag

Bei Komponenten, die sich infolge der mindestens einer der Optimierungen verändern, wird die prozentuale Veränderung des Komponentenmerkmals in der Optimierungsoption auf das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk bezogen und in % angegeben wird:

$$\text{Merkmal } K_{X, \text{relativ}} = \frac{\text{Merkmal } K_{X, \text{Basis}}}{\text{Merkmal } K_{X, \text{Optimierung}}} \times 100 \% \quad 3.42$$

mit

$\text{Merkmal } K_{X, \text{Basis}}$ ,

Merkmal der Komponente X des Basiskraftwerkes und der Optimierung

$\text{Merkmal } K_{X, \text{Optimierung}}$

$\text{Merkmal } K_{X, \text{relativ}}$

relative Veränderung des Komponentenmerkmals

Im nächsten Kapitel wird das Verfahren der Kostenabschätzung beschrieben.

### 3.4 Kostenabschätzung

In der Kostenabschätzung werden die Komponenten- und Anlagenkosten sowie Investitionssumme jeder Optimierungsoption ermittelt. Die Kostenabschätzung dient der Bewertung der Kraftwerksoptimierungen und beschränkt sich deshalb auf die Kraftwerkskomponenten, die sich infolge der mindestens einer der Optimierungen verändern, ersatzlos entfallen oder neu hinzukommen.

Dieses Kapitel umfasst die Beschreibung

- des Kostenmodells
- der Vorgehensweise der Kostenabschätzung
- des Verfahrens der Kostenabschätzung einzelner Komponenten.

Die in der Kostenabschätzung verwendeten Definitionen enthält Tabelle 3.6.

Tabelle 3.6: Definitionen der Kostenabschätzung

Begriff	Definition
Komponentenkosten	Verkaufspreis des Anlagenherstellers einer Komponente / rechnerisch ermittelte Kosten einer Komponente
Anlagenpreis	Preis einer Gesamtheit von Komponenten
Anlagenkosten	Kosten einer Anlage inklusive Nebenpositionen
Investitionssumme	Anlagenkosten inklusive Bauherrereignisleistung und Bauzinsen

Im Folgenden wird das verwendete Kostenmodell beschrieben.

#### 3.4.1 Kostenmodell

Die Kostenabschätzung beinhaltet die Ermittlung der Anlagenkosten und Investitionssumme und wird im Strukturverfahren durchgeführt. Das Strukturverfahren geht von den Kosten der Hauptkomponenten einer Anlage aus, die sich mit vertretbarem Aufwand ermitteln lassen [34, S. 1133]. Anschließend werden die Kosten für Hauptkomponenten mit den Zuschlagsfaktoren für die diversen Nebenpositionen multipliziert. Je nach Autor, Branche, Art der Anlage und Art der Hauptkomponenten sind die Zusammensetzung und die Höhe der Zuschlagsfaktoren sehr unterschiedlich, vgl. [34, S. 1143-1154]. Im Allgemeinen erfassen die Zuschlagsfaktoren die Montage der Hauptkomponenten, Verbindungsleitungen und Armaturen, elektrische Einrichtungen, Isolierungen, Fundamente, Baukonstruktion- und -ausführung, Nebenanlagen, Gemeinkosten, Sicherheitszuschläge und Gewinn der Generalunternehmers, vgl. [34, S. 1143] in Verbindung mit [122, S. 117-121].

Da die Optimierungsoptionen in dieser Arbeit untereinander sowie mit den Marktbedingungen bewertet werden, ist es ausreichend, alle Zuschlagsfaktoren für die oben genannten Nebenpositionen in einem Faktor zusammen zu fassen. Außerdem ist es ausreichend, nur die Kosten der von der Optimierung betroffenen Komponenten abzuschätzen. Dies hat zur Folge, dass die oben genannten Anlagenkosten richtigerweise als die Teil-Anlagenkosten eines Kraftwerkes mit der jeweiligen Optimierung bezeichnet werden sollen. Um die Lesbar-



keit dieser Arbeit jedoch zu verbessern, wird im Weiteren auf das Präfix „Teil-“ verzichtet. Da in Literatur laut [123, S. 166] meistens Investitionsausgaben veröffentlicht werden, sind auf diese Art und Weise ermittelten Anlagenkosten mit denen vergleichbar und werden daher für die Bewertung der Kraftwerksoptimierungen untereinander verwendet, vgl. Bewertung in Kapitel 3.5.1.

Die Investitionssumme beinhaltet zusätzlich die Eigenleistung des Bauherren sowie Bauzinsen. Die Eigenleistung ist standort- und unternehmensspezifisch und wird wie beispielsweise in [19, S. 105] durch die Multiplikation der Anlagensumme mit einem Faktor berechnet. Die Höhe der Bauzinsen hängt vom Kalkulationszinssatz, von der Bauzeit und Verteilung der Anlagenkosten über die Bauzeit ab. Bei der Bewertung von Optimierungen stellt die Investitionssumme einer Optimierung die Differenz der Investitionen in die Basisvariante und in die Optimierung dar und wird für die Bewertung der Kraftwerksoptimierungen mit Marktbedingungen verwendet, vgl. Kapitel 3.5.2. Abbildung 3.11 fasst das Kostenmodell dieser Arbeit zusammen und ordnet die Ergebnisse der Kostenabschätzung der in roter Farbe gekennzeichneten Ziele dieser Arbeit zu.

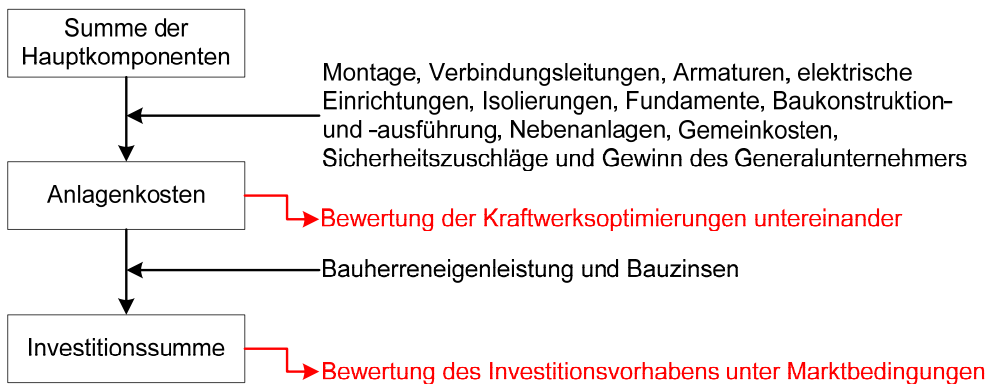


Abbildung 3.11: Kostenmodell dieser Arbeit

Im Weiteren wird die Berechnung der Komponenten- und Anlagenkosten sowie der Investitionssumme konkretisiert.

### 3.4.2 Vorgehensweise der Kostenabschätzung

Die Kostenabschätzung wird wie folgt durchgeführt:

1. Zunächst werden die Kosten der Hauptkomponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach einem der unten beschriebenen Verfahren ermittelt, vgl. Kapitel 3.4.3. Als Hauptkomponenten gelten die in Kapitel 3.3, Tabelle 3.5 genannten Kraftwerkskomponenten.
2. Anschließend werden die Kosten der Kraftwerkskomponenten der Optimierungsoptionen berechnet. Bei den im Vergleich zum Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk gleichartigen Komponenten werden die Kosten der Kraftwerkskomponenten der Optimierungsopti-

onen gemäß der Veränderung der Komponentenmerkmale aus Kapitel 3.3, Tabelle 3.5 linear skaliert. Die lineare Skalierung ist erfahrungsgemäß in folgenden Fällen zulässig:

- bei Mehrsträngigkeit
- bei geringen Unterschieden zwischen den Komponentengrößen
- wenn die Materialkosten einen hohen Anteil an Komponentenkosten haben. Dies ist dann der Fall, wenn es sich um Komponenten im Kraftwerksmaßstab und / oder dickwandige Komponenten handelt und / oder die Materialkosten aufgrund des besonders hochwertigen Werkstoffes relativ hoch sind.

$$K_{X, \text{Optimierung}} = K_{X, \text{Basis}} \times \frac{\text{Merkmal } K_{X, \text{Optimierung}}}{\text{Merkmal } K_{X, \text{Basis}}} \quad 3.43$$

mit

$K_{X, \text{Basis}}$	Kosten der Komponente X des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoption
$K_{X, \text{Optimierung}}$	

Wenn sich die Kraftwerkskomponenten der Optimierungsoptionen nicht nur quantitativ sondern auch qualitativ von denen des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes unterscheiden, werden die Kosten dieser Hauptkomponenten wie die des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach einem der unten beschriebenen Verfahren ermittelt. Wird diese Kraftwerkskomponente in anderen Optimierungsoptionen verwendet, wird diese nach Gleichung 3.43 sinngemäß linear skaliert.

3. Die Anlagenkosten des Basiskraftwerkes bzw. des Kraftwerkes mit einer Optimierung werden additiv aus den einzeln ermittelten Kosten der Hauptkomponenten berechnet und anschließend mit dem Faktor für Nebenpositionen multipliziert.

$$AK_{\text{Basis / Optimierung}} = f_{\text{Nebenposition}} \times \sum_{X=1}^N K_{X, \text{Basis / Optimierung}} \quad 3.44$$

mit

$AK_{\text{Basis / Optimierung}}$	Anlagenkosten des Basiskraftwerkes bzw. des Kraftwerkes mit der Optimierung
$f_{\text{Nebenposition}}$	Faktor für Nebenpositionen
$N$	Zahl der relevanten Komponenten

4. Da bei der Bewertung der Kraftwerksoptimierungen diese untereinander und mit den Marktbedingungen verglichen werden, wird Differenzanlagenkosten zwischen den Anlagenkosten des Kraftwerkes mit der Optimierung und denen des Basiskraftwerkes gebildet. Mit den Differenzanlagenkosten wird die Differenzinvestitionssumme einer Optimierung und der Bewertungsfaktor in Kapitel 3.5.1 gebildet:

$$\Delta AK_{Optimierung} = AK_{Optimierung} - AK_{Basis} \quad 3.45$$

mit

$\Delta AK_{Optimierung}$  Differenzanlagenkosten einer Optimierung

5. Die Investitionssumme einer Optimierung wird durch die Multiplikation der Differenzanlagenkosten mit dem Bauherreneigenleistungsfaktor  $f_2$  und durch die anschließende Addition der Bauzinsen  $BZ$  gebildet, die auf den Inbetriebnahmezeitpunkt (Bezugszeitpunkt) aufgezinst werden. Für das Basiskraftwerk wird die Investitionssumme nicht berechnet, da ausschließlich die Optimierungen mit den Marktbedingungen verglichen wird.

$$I_{Optimierung} = \Delta AK_{Optimierung} \times f_{Bauherren} + BZ \quad 3.46$$

mit

$I_{Optimierung}$  Investitionssumme einer Optimierung

$f_{Bauherren}$  Faktor für Bauherreneigenleistung

$BZ$  Bauzinsen

Die Bauzinsen bis zum Inbetriebnahmezeitpunkt werden über die Summe der Zinsen über die zeitaufgeschlüsselten Differenzanlagenkosten inklusive der Bauherreneigenleistungen ermittelt:

$$BZ = \sum_{t=t_{Bau}}^{t=0} \Delta A_{Optimierung} \times f_{Bauherren} \times \left( (1+i)^t - 1 \right) \quad 3.47$$

mit

$t_{Bau}$  Dauer der Bauphase mit  $t=0$  als Inbetriebnahmezeitpunkt

$i$  Kalkulationszinssatz

Im Weiteren werden Verfahren der Kostenabschätzung der Kraftwerkskomponenten beschrieben.

### 3.4.3 Verfahren der Kostenabschätzung der Kraftwerkskomponenten

Bei Kraftwerkskomponenten vor allem im Rauchgasweg wie Wärmeübertrager, Elektrofilter, Entschwefelungsabsorber und Rauchgaskondensator handelt es sich regelmäßig um Komponenten, die für den speziellen Einsatz unter den definierten Randbedingungen kostentensiv ausgelegt und kalkuliert werden. Dies betrifft umso mehr Komponenten eines Oxyfuel-Kraftwerkes, da derzeit keine solche Anlage im großtechnischen Maßstab existiert und dementsprechend keine diesbezüglichen umfangreichen Erfahrungen vorliegen. Auch aus diesem Grund sind die Literaturdaten in der für diese Arbeit erforderlichen Detaillierung bzw. Komponentenaufschlüsselung nicht verfügbar.

Um die Kosten der Komponenten eines Oxyfuel-Kraftwerkes mit brauchbarer Genauigkeit zu ermitteln, wird anhand eigener in Kapitel 3.2 und 3.3 beschriebenen Prozessmodellierung und Komponentenauslegung ein Zusammenhang zwischen den zu ermittelnden Komponenten eines Oxyfuel-Kraftwerkes und den handelsüblichen verfahrenstechnischen Anlagen sowie den verfahrens- und bauartähnlichen Kraftwerkskomponenten hergestellt. Gleichzeitig werden die zeitliche, geographische und technologische Aktualität und Relevanz der Daten bei der Kostenabschätzung berücksichtigt. Beispielsweise gelten überschlägige Formeln zur Kostenkalkulation einer Komponente auf der Basis ihrer Auslegungs- und Konstruktionsparameter vorwiegend für Anlagenausführungen im für die Verfahrenstechnik gewöhnlichen Druck- und Temperaturbereich sowie in einem zum Teil engen Größenbereich, wobei sich die Begriffe „gewöhnlich“ und „eng“ je nach Anlage unterschiedlich definiert werden. Um diese Besonderheit der Kostenschätzung zu berücksichtigen, wurde im Rahmen dieser Arbeit die Ergebnisse eigener Kostenabschätzung auf Basis der Auslegungsrechnung und mithilfe der überschlägigen Formel durch die Angebote und persönliche Mitteilungen von den auf der Entwicklung der bauartähnlichen Komponenten spezialisierten Unternehmen an die jeweilige Anwendung validiert und ggf. angepasst.

Die Kosten für die Hauptkomponenten werden daher wie folgt ermittelt (Aufzählung in der Reihenfolge deren Berücksichtigung):

- eigene Kostenberechnung mittels der Auslegungs- und Konstruktionsparameter, wenn
  - o die für die Berechnung relevanten Auslegungsparameter im als gültig bezeichneten Bereich vorliegen und
  - o die auf diese Art und Weise berechneten Kosten eine Plausibilitätsprüfung bestehen
- Angebote und persönliche Mitteilungen der Unternehmen aus dem Bereich der Werkstoffherstellung, -umformung, Anlagenplanung und des Anlagenbaus, die auf der Grundlage von oben genannten eigenen Auslegungsrechnungen erstellt wurden.

Tabelle 3.7 gibt an, auf welcher Grundlage die Komponentenkosten im Einzelnen ermittelt wurden. Die eigene Kostenberechnung aus Tabelle 3.7 mittels der Auslegungs- und Konstruktionsparameter wird in Unterkapiteln detailliert.

Tabelle 3.7: Grundlage für Kostenermittlung der Komponenten

Komponente	eigene Kostenberechnung	Angebote und Mitteilungen der Unternehmen
Elektrofilter	X	---
Wärmeübertrager		
- Gas-Gas, regenerativ	---	X
- Rauchgas-Kondensat / -Speisewasser	X	---
- Rauchgas-Zwischenwärmeträgerkreislauf	---	X
- Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers	---	X
- Zwischenstufenkühler des Verdichters	---	X
- Sauerstoffkühler	---	X
Rauchgasentschwefelungsabsorber	---	X
Rauchgaskondensator	---	X

Die Kostenberechnung auf der Grundlage der Literatur wird auf das gegenwärtige Kostenniveau mittels der in amerikanischen und englischen Literatur üblichen Indexwerte aktualisiert. In dieser Arbeit wird der CE Plant Cost Index verwendet, der in Zeitschrift Chemical Engineering veröffentlicht wird. Der CE Plant Cost Index basiert auf den Jahren 1957 bis 1959 mit dem Wert 100 und wird sowohl jährlich als auch monatlich erhoben. Neben einem Globalwert dieses Indexes werden Einzelwerte für insgesamt sieben Untergruppen wie beispielsweise Wärmeübertrager und Behälter, Pumpen und Kompressoren und verfahrenstechnische Maschinen angegeben. Die Komponentenkosten werden nach folgender Gleichung aktualisiert:

$$KK_{X, 2013} = KK_{X, \text{Basisjahr}} \times \frac{Index_{X, 2013}}{Index_{X, \text{Basisjahr}}} \quad 3.48$$

mit

$KK_{\text{Basis / Optimierung, 2013}}$	Kosten der Komponente X im jeweiligen Basisjahr bzw. in 2013
$KK_{X, \text{Basisjahr}}$	
$Index_{X, 2013}$	CE Plant Cost Index der Komponente X im jeweiligen Basisjahr bzw. in 2013
$Index_{X, \text{Basisjahr}}$	

Tabelle 3.8 fasst die in dieser Arbeit verwendeten Untergruppen-Indizes zusammen. Die Index-Angaben beziehen sich auf den jeweiligen Dezember-Wert. Eine weitere Differenzierung in Länderindizes erfolgt nicht. Die Kostenangaben der Unternehmen in der Form der persönlichen Mitteilungen und Angebote werden als aktuell bewertet und brauchen deshalb nicht aktualisiert zu werden.

Tabelle 3.8: Die in dieser Arbeit verwendeten CE Plant Cost Indizes

Jahr	CE Plant Cost Index	Prozessgruppe	Quelle
1988	367,8	Wärmeübertrager	[124, S. 174]
1997	427,4	verfahrenstechnische Maschinen	[125, S. 174]
2013	626,7	Wärmeübertrager	[126, S. 80]
2013	654,4	verfahrenstechnische Maschinen	[126, S. 80]

Die eigene Kostenberechnung mit den Auslegungs- und Konstruktionsparametern mithilfe der überschlägigen Formeln zur Kostenkalkulation liefert die Ergebnisse in US Dollar. Der Umrechnungskurs in den Euro wird aus dem Euro-Referenzkurs der Europäischen Zentralbank als Mittelwert der Jahresdurchschnitte von 1999 bis 2012 ermittelt und beträgt 1,21 EUR/USD.

Die Kostenangaben der Unternehmen in der Form der persönlichen Mitteilungen und Angebote, die für den Basiskraftwerk oder für eine ausgewählte Optimierung erhoben wurden, werden für die bauartgleichen Kraftwerkskomponenten linear skaliert, indem die Komponentenkosten auf die Komponentenmerkmale aus Tabelle 3.5 bezogen werden. Diese Vorgehensweise ist zulässig, wenn die Größenordnung der Kraftwerkskomponenten vergleichbar ist, oder die Kraftwerkskomponenten mehrfach parallel geschaltet werden.

In den folgenden Unterkapiteln werden die Einzelheiten eigener Kostenabschätzung des Elektrofilters und Wärmeübertragers (Rauchgas-Kondensat / -Speiswasser) beschrieben.

### 3.4.3.1 Elektrofilter

Die Kostenabschätzung eines Elektrofilters basiert auf seinen Auslegungs- und Konstruktionsparametern und wird in Anlehnung an [34, S. 889] mit dem Basisjahr 1997 in USD berechnet. Die Mehrkosten eines warmen Elektrofilters, der aus warmfesten Stählen gefertigt und zwecks der Minderung der Wärmeverluste mit einer Wärmedämmung isoliert wird, werden mit einem geschätzten Materialfaktor sowie mittels des Verhältnisses der spezifischen Niederschlagselektrodenflächen des warmen und kalten Elektrofilters berücksichtigt.

$$K_{E-Filter} = C_{E-Filter} \times f_{E-Filter} \times \dot{V}_{E-Filter}^a \quad 3.49$$

mit

$K_{E-Filter}$	Kosten des Elektrofilters
$\dot{V}_{E-Filter}$	Gasvolumenstrom
$C_{E-Filter},^a$	gasvolumenstromabhängige Koeffizienten
$f_{E-Filter}$	Materialkostenfaktor

### 3.4.3.2 Wärmeübertrager

Die Kostenabschätzung eines Röhrenkesselwärmeübertragers basiert auf seinen Auslegungs- und Konstruktionsparametern und wird in Anlehnung an [34, S. 927-928] mit dem Basisjahr 1988 in USD berechnet.

$$K_{WÜ} = A_{WÜ} \times \frac{71}{1 - e^{0,259 \times \left(1 - \frac{D_{WÜ}}{0,1778}\right)}} \times f_i \times f_v \times f_h \times f_b \times (1 + C_W + C_S) \quad 3.50$$

mit

$K_{WÜ}$	Kosten des Wärmeübertragers
$A_{WÜ}$	Wärmeübertragerfläche
$D_{WÜ}$	Durchmesser des Röhrenkesselwärmeübertragers
$f_i$	Korrekturfaktor für Rohranordnung und -teilung
$f_v, f_h, f_b$	konstruktive Korrekturfaktoren für das vordere und hintere Ende sowie Mantel
$C_W, C_S$	konstruktive Korrekturfaktoren für Werkstoff und Wanddicke des Rohres

Die sämtlichen Korrekturfaktoren werden nach [34, S. 927-929] berechnet: für die Rohranordnung und -teilung – nach Gleichung 3.51, für den Werkstoff des Rohres – nach Gleichung 3.52 und für die Wanddicke des Rohres – nach Gleichung 3.53. Die konstruktiven Korrekturfaktoren für das vordere und hintere Ende sowie für den Mantel des Wärmeübertragers werden gemäß der TEMA-Norm<sup>19</sup> festgelegt.

$$f_i = 0,0292 \times a^2 \times d_{Rohr,a} \times b \quad 3.51$$

$$C_W = z \times (R_{Rohr} - 1) \quad 3.52$$

$$C_S = z \times (0,7 \times s - 0,071 \times s^2 - 1,16) \quad 3.53$$

$$z = 0,129 + 0,063 \times (D - 0,3048) / f_i \quad 3.54$$

mit

$a$	Verhältnis der Rohrteilung zum Rohrdurchmesser
$d_{Rohr,a}$	Außendurchmesser eines Rohres
$b$	Anordnungsfaktor: 1 für quadratische Anordnung, 0,85 für Anordnung im gleichseitigen Dreieck [34, S. 927]
$z$	Anteil der Rohrkosten an den Wärmeübertragerkosten
$s$	Wanddicke in mm
$R_{Rohr}$	Werkstoffkennwert, für nahtlose Rohre: 2,5 [34, S. 928]

Im nächsten Kapitel wird das Verfahren der Bewertung der Kraftwerksoptimierungen beschrieben.

<sup>19</sup> TEMA-Norm: Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers` Association

### 3.5 Bewertung der Kraftwerksoptimierungen

Um die Umsetzbarkeit einzelner Optimierungsoptionen zu bewerten, werden Kenngrößen gebildet, mit denen eine Investition für eine Kraftwerksoptimierung mit denen anderer Optimierungen und mit Marktbedingungen verglichen wird. Die Beurteilung der Kraftwerksoptimierungen beinhaltet die relative und absolute Bewertung.

#### 3.5.1 Relative Bewertung

Um Optimierungen mit dem Ziel der Wirkungsgradsteigerung gegenüber der Basisvariante und untereinander zu bewerten, wird in Anlehnung an die Studie „Referenzkraftwerk NRW“ [19, S. 13-14] eine investitions-, wirkungsgrad- und leistungsbezogene Größe verwendet, die im Weiteren als Bewertungsfaktor bezeichnet wird. Der Bewertungsfaktor gibt die leistungsspezifische Kostendifferenz an, die pro %-Punkt der Wirkungsgradsteigerung erforderlich ist und in EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt angegeben wird:

$$BF_{Optimierung} = \frac{\Delta A_{Optimierung}}{(\eta_{Netto, Optimierung} - \eta_{Netto, Basis}) \times P_{el, Brutto, Optimierung}} \quad 3.55$$

mit

$BF_{Optimierung}$	Bewertungsfaktor einer Optimierung
$\Delta AK_{Optimierung}$	Differenzanlagenkosten einer Optimierung aus Gleichung 3.45
$\eta_{Netto, Optimierung}$	Nettowirkungsgrad des Kraftwerkes mit der Optimierung und des Basiskraftwerkes
$\eta_{Netto, Basis}$	
$P_{el, Brutto, Optimierung}$	Bruttoleistung des Kraftwerkes mit der Optimierung

Der niedrigere Bewertungsfaktor einer Optimierungsoption bedeutet, dass diese Option im Vergleich zu den anderen Optionen vorzugsweise umgesetzt wird, da diese entweder bei gleicher Wirkungsgradsteigerung einen geringeren leistungsspezifischen Kostenmehraufwand oder beim gleichen Kostenmehraufwand eine höhere Wirkungsgradsteigerung hat. Wenn eine Optimierung zu einer Kosteneinsparung gegenüber dem Basiskraftwerk führt, ist der Zähler der Gleichung 3.55 negativ, so dass der Bewertungsfaktor eine negative Zahl darstellt.

#### 3.5.2 Absolute Bewertung

Bei der absoluten Bewertung der Investition in eine Kraftwerksoptimierung wird ihre Wirtschaftlichkeit unter Marktbedingungen untersucht. Da die zukünftigen Marktbedingungen jedoch nicht vorhersehbar sind, wird als Wirtschaftlichkeitskriterium die spezifischen Kosten pro Produkteinheit (Stromgestehungskosten) festgelegt. Die Stromgestehungskosten stellen einen finanzmathematischen Mittelwert der Erzeugungskosten des elektrischen Stromes über die Nutzungsdauer dar und werden in Literatur für den Vergleich zwischen unterschiedlichen Techniken der Stromerzeugung verwendet. Die Anwendung der Methode der Ermitt-



lung der Stromgestehungskosten auf die Kraftwerksoptimierung ermöglicht die Beurteilung, wie hoch die Stromgestehungskosten der untersuchten Kraftwerksoptimierung sind. Bei dieser Bewertung ist es irrelevant, wie hoch die Stromgestehungskosten des Basiskraftwerkes sind. Liegen die Stromgestehungskosten der Kraftwerksoptimierung unter denen des Basiskraftwerkes und der anderen Anlagen, ist die Wahrscheinlichkeit der Realisierung dieser Kraftwerksoptimierung hoch, vorausgesetzt, das Basiskraftwerk selbst wird realisiert.

Die Stromgestehungskosten werden in dieser Arbeit auf Basis der Kapitalwertmethode ermittelt. Der Kapitalwert einer Investition ist die Differenz der Barwerte aller Einnahmen und Ausgaben während der Nutzungsdauer einer Investition.

$$KW_{AI} = -I_{Opt.X,0} + \sum_{t=1}^{t_{Anlage}} \frac{E_t}{(i/100 + 1)^t} - \sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(i/100 + 1)^t} \quad 3.56$$

mit

$KW_{AI}$	Kapitalwert der Anlageninvestition
$E_t, A_t$	Einnahmen und Ausgaben in der Zeitperiode $t$
$i$	Kalkulationszins
$t_{Anlage}$	kalkulatorische Lebensdauer

Bei der Ermittlung der Stromgestehungskosten wird der Kapitalwert einer Investition gleich 0 gesetzt, die Einnahmen in die produzierte Strommenge und Kosten aufgeschlüsselt und die Gleichung 3.56 nach Kosten aufgelöst.

$$Cost_{kWh} = \frac{I_{Opt.X,0} + \sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(i/100 + 1)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{\left( (P_{el,Netto,Opt.} - P_{el,Netto,Basis}) \times Z_{h/a} \right)_t}{(i/100 + 1)^t}} \quad 3.57$$

mit

$Cost_{kWh}$	Stromgestehungskosten
$P_{el,Netto,Opt.}, P_{el,Netto,Basis}$	Nettleistung des Kraftwerkes mit der Optimierungsoption bzw. des Basiskraftwerkes
$Z_{h/a}$	Anzahl der Volllaststunden in der Zeitperiode

Üblicherweise wird ein Jahr als Zeitperiode gewählt.

### 3.6 Berechnung von Kenngrößen

In dieser Arbeit werden folgende Kenngrößen berechnet:

- Brutto- und Nettowirkungsgrad sowie
- CO<sub>2</sub>-Rückhalte- und Vermeidungsgrad.

Der Wirkungsgrad eines Prozesses stellt das Verhältnis seines Nutzens zu seinem Aufwand. VDI 3986 definiert

- die Bruttoleistung als elektrische Leistung, die an Generatorklemmen abgegriffen wird
- die Nettoleistung als elektrische Leistung, die an der Oberspannungsseite des Maschinentransformator anliegt
- den Aufwand zur Erzeugung der Elektrizität als Summe der im Brennstoff gebundenen chemischen Energie sowie der sensiblen Wärme des Brennstoffes und der Luft bei der Bezugstemperatur von 15°C.

Abweichend von der oben genannten Definition wird mit der Bezugstemperatur gerechnet, die gleich der Umgebungstemperatur von 10°C ist, siehe nächstes Kapitel. Dadurch fallen die Anteile der sensiblen Wärme des Brennstoffes und der Luft weg.

Der Brutto- und Nettowirkungsgrad der Kraftwerke wird wie folgt berechnet:

$$\eta_{\text{Brutto}} = \frac{P_{\text{Brutto}}}{\dot{m}_{\text{Kohle}} \times H_{U, \text{Kohle, roh}}} \quad 3.58$$

$$\eta_{\text{Netto}} = \frac{P_{\text{Netto}}}{\dot{m}_{\text{Kohle}} \times H_{U, \text{Kohle, roh}}} \quad 3.59$$

mit

$\eta_{\text{Brutto}}, \eta_{\text{Netto}}$	Brutto- und Nettowirkungsgrad der Kraftwerke
$P_{\text{Brutto}}, P_{\text{Netto}}$	Brutto- und Nettoleistung der Kraftwerke
$\dot{m}_{\text{Kohle}}$	Massenstrom der zugeführten Kohle
$H_{U, \text{Kohle, roh}}$	unterer Heizwert der Kohle

Der CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad ist das Verhältnis des in einem Prozess zurückgehaltenen CO<sub>2</sub> zum im demselben Prozess erzeugten bzw. eingetragenen CO<sub>2</sub>. Je nach Bezugsgröße sind beim Oxyfuel-Kraftwerk verschiedene CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrade denkbar:

- a) Globaler CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad: Verhältnis des zurückgehaltenen CO<sub>2</sub> zum in den Kraftwerksprozess eingetragenen und erzeugten CO<sub>2</sub>:

$$R_{\text{CO}_2, \text{global}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{red.}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{aus Kohle, Luft, Entschw.}}} \quad 3.60$$

- b) Lokaler CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad: Verhältnis des zurückgehaltenen CO<sub>2</sub> zum in den lokalen Prozess eingetragenen und / oder erzeugten CO<sub>2</sub>. In diesem Zusammenhang ist insbesondere der kohlebezogene CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad wichtig.

$$R_{CO_2, Kohle} = \frac{\dot{m}_{CO_2, red.}}{\dot{m}_{CO_2, aus Kohle}} \quad 3.61$$

mit

$R_{CO_2, global}$ , $R_{CO_2, Kohle}$	CO <sub>2</sub> -Rückhaltegrad: global und kohlebezogen
$\dot{m}_{CO_2, zurückgehalten}$	zurückgehaltener CO <sub>2</sub> -Massenstrom
$\dot{m}_{CO_2, aus Kohle, Luft, Entschw.}$	CO <sub>2</sub> -Massenströme aus der - verbrannten Kohle, zugeführten Luft, in der Entschwefelung erzeugten CO <sub>2</sub>
$\dot{m}_{CO_2, aus Kohle}$	- verbrannten Kohle

Der CO<sub>2</sub>-Vermeidungsgrad wird als Verhältnis der kWh-spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Kraftwerkes mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung und des Kraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung berechnet:

$$\chi_{CO_2} = \frac{m_{CO_2, kWh, RKW}}{m_{CO_2, kWh, Oxy}} \quad 3.62$$

mit

$\chi_{CO_2}$	CO <sub>2</sub> -Vermeidungsgrad
$m_{CO_2, kWh, RKW}$ ,	kWh-spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen des Kraftwerkes mit und
$m_{CO_2, kWh, Oxy}$	ohne CO <sub>2</sub> -Abtrennung

## 4 Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung

In diesem Kapitel wird das Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung entsprechend der in Kapitel 3.2 dargestellten Modellierungsmethode thermodynamisch analysiert. In Kapitel 4.1 werden die Randbedingungen der Simulationen der Kraftwerke mit und ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung festgelegt. Die Definition des Referenz-Kraftwerkes in Kapitel 4.2 orientiert sich an den in Kapitel 2.1 beschriebenen Stand der Kraftwerkstechnik und berücksichtigt die Anforderungen der Modellierungsmethode hinsichtlich der Vergleichbarkeit der Ablaufstruktur zwischen den unterschiedlichen Kraftwerken. In Kapitel 4.3 wird das Ergebnis der Gesamtprozessanalyse des Referenz-Kraftwerkes dargestellt.

### 4.1 Randbedingungen der Simulationen

Die einheitlichen Randbedingungen (Umgebungsbedingungen, Zusammensetzung der Verbrennungsluft sowie Elementarzusammensetzung und Parameter der Kohle) bilden eine Grundlage für die vergleichbaren thermodynamischen Analysen.

Die Umgebungsbedingungen sind im Anhang 10.1 definiert und in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Umgebungsbedingungen

Parameter	Wert	Einheit
Umgebungsdruck	1,01325	bar
Umgebungstemperatur	10	°C
relative Luftfeuchtigkeit	70	%

Die Zusammensetzung der trockenen und feuchten Verbrennungsluft als Eingabeparameter der Simulationen wird im Anhang 10.1 definiert und in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Zusammensetzung der trockenen und feuchten Verbrennungsluft

Luft- Bestandteile	Molmasse g/mol	trocken		feucht	
		Vol.-Anteil	Gew.-Anteil	Vol.-Anteil	Gew.-Anteil
N <sub>2</sub>	28,0134	0,78085	0,75519	0,77413	0,75114
O <sub>2</sub>	31,9988	0,20947	0,23141	0,20767	0,23017
Ar	39,9480	0,00935	0,01290	0,00927	0,01283
CO <sub>2</sub>	44,0095	0,00033	0,00050	0,00033	0,00050
H <sub>2</sub> O	18,0153	-----	-----	0,00861	0,00537
<b>Summe</b>	<b>28,9651</b>	<b>1,00000</b>	<b>1,00000</b>	<b>1,00000</b>	<b>1,00000</b>

Die Elementarzusammensetzung und Parameter der in dieser Arbeit verwendeten Kohle „KleinKopje“ sind in Tabelle 4.3 angegeben.

Tabelle 4.3: Elementarzusammensetzung und Parameter der Kohle „KleinKopje“

<b>Kohle-Bestandteile</b>	<b>Gew.- Anteil, roh</b>	<b>Einheit</b>
C	0,6547	-----
H	0,0357	-----
O	0,0600	-----
N	0,0152	-----
S	0,0060	-----
Cl	0,0004	-----
Asche	0,1470	-----
H <sub>2</sub> O	0,0810	-----
<b>Summe</b>	<b>1,0000</b>	-----
<b>Kohle-Parameter</b>	<b>Werte</b>	<b>Einheit</b>
Heizwert, unterer	24733	kJ <sub>th</sub> /kg
Heizwert, oberer	25710	kJ <sub>th</sub> /kg
Flüchtige Bestandteile, wasser- und aschefrei	0,2190	Gew.-Anteil
Mahlbarkeit	52	°H
Ascheerweichungstemperatur	1380	°C
Aschefließtemperatur	1500	°C

Im nächsten Kapitel wird das Referenz-Kraftwerk beschrieben und definiert.

## 4.2 Prozessdefinition und -beschreibung

Die Grundlage des Referenz-Kraftwerkes bildet das Steinkohlekraftwerkskonzept „Referenzkraftwerk NRW“ aus der gleichnamigen Studie, welches ein fortschrittliches und heute baubares Steinkohledampfkraftwerk der 600 MW-Klasse zur Stromerzeugung repräsentiert [127, S. 7]. Die Prozesse mit den Merkmalen des in dieser Arbeit simulierten Referenz-Kraftwerkes fasst Tabelle 4.4 zusammen. Die Ablaufstruktur des Referenz-Kraftwerkes mit Angabe einzelner Prozesse in roter Umrahmung und roter Schrift ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.4: Prozesse und Merkmale des Referenz-Kraftwerkes

Prozesse	Merkmal
Feuerung	Steinkohlestaubfeuerung mit trockenem Ascheabzug Kohlezerkleinerung in Walzmühlen Kohletrocknung mittels vorgewärmter Primärluft Regelung der Sichertemperatur mittels kalter Primärluft Nassentascher mit Durchlaufkühlung
Luftbereitstellung	Primär- und Sekundärluftansaugung aus Umwelt Luftvorwärmung in Regenerativ-Rauchgas-Luftvorwärmer mit konzentrischer Anordnung der Primär- und Sekundärluft Sekundärluftvorwärmung mittels Dampf-Luftvorwärmers Regelung der Mühleneintrittstemperatur mittels Mühlenluft-Speisewasservorwärmers
Wasser-Dampf-Kreislauf	Zwangsdurchlauf im Einzugsdampferzeuger Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine, Kondensator, Speisewasserbehälter, 8 Vorwärmstufen, externer Enthitzer, Speisewasserpumpe, 3 Kondensatpumpen
Kühlsystem	Naturzug-Nasskühlturm mit Rauchgaseinleitung
Rauchgasreinigung	selektive katalytische Entstickung mittels Ammoniaklösung kalte elektrische Entstaubung nasse Entschwefelung mittels Kalksteinsuspension

In den Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.5 wird das Referenz-Kraftwerk prozessweise definiert. Die einzelnen Kapitel sind wie folgt aufgebaut:

- Prozessbeschreibung, ggf. mit der Ablaufstruktur, soweit diese aus Abbildung 4.1 nicht ersichtlich ist
- tabellarische Prozessstruktur mit der Angabe der Module und ggf. der Teilprozesse
- modulweise Quantifizierung der Auslegungsparameter mittels Literatur und anhand des in Kapitel 2.1 beschriebenen Standes der Technik. Bei größeren Wertebereichen wird eigene Abschätzung und ggf. Komponentenauslegung durchgeführt und gesondert gekennzeichnet.
- tabellarische Zusammenfassung der nach Modulen geordneten Auslegungsparameter am Ende des jeweiligen Kapitels.

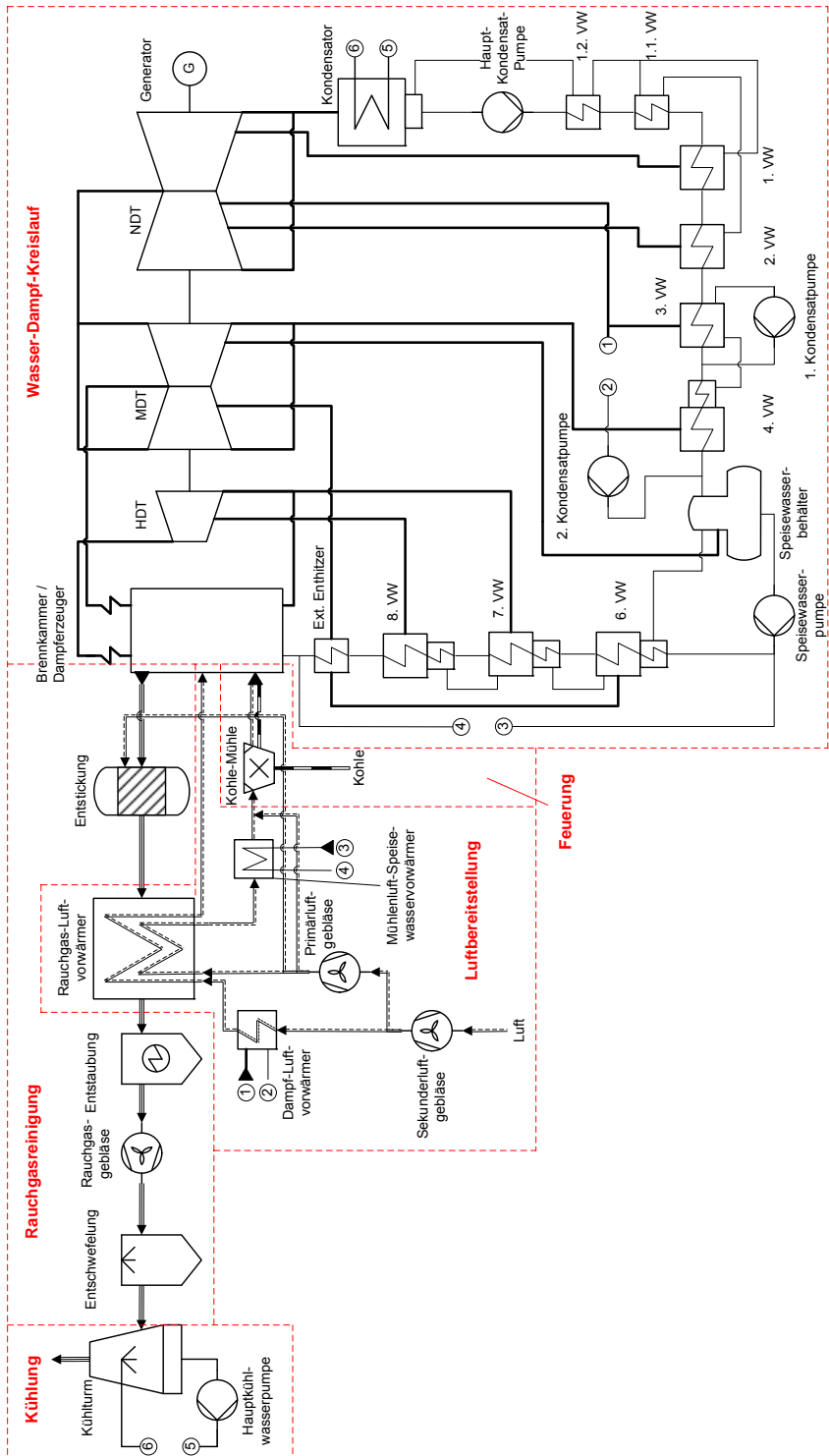


Abbildung 4.1: Ablaufstruktur des Referenz-Kraftwerkes

### 4.2.1 Feuerung

Im Referenz-Kraftwerk wird gemäß dem in Kapitel 2.1.1 beschriebenen Stand der Kraftwerkstechnik die Steinkohlestaubfeuerung mit trockenem Ascheabzug mittels Nassentsachers mit der Durchlaufkühlung eingesetzt. Die Kohle wird in der Kohlemühle zerkleinert, mittels vorgewärmter Primärluft auf den gewünschten Restwassergehalt getrocknet, pneumatisch zu den Brennern transportiert und im Feuerungsraum verbrannt. Die Teilprozesse und Module der Staubkohlefeuerung des Referenz-Kraftwerkes sowie deren Aufgaben sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst.

Tabelle 4.5: Teilprozesse und Module der Feuerung des Referenz-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Kohle-aufbereitung	Mahlrocknung mit Staubbförderung	Zerkleinerung, Trocknung und Förderung der Kohle zu Brennern
Verbrennung	Brennkammer	Umwandlung der chemischen Bindungsenergie der Kohle in Wärme

Die Auslegungsparameter werden im Folgenden modulweise quantifiziert.

#### Kohleaufbereitung

Der Teilprozess der Kohleaufbereitung mit dem Modul **Mahlrocknung mit Staubbförderung** wird gemäß Kapitel 3.2.3.1 simuliert.

Da die Mahlbarkeit der in Tabelle 4.3 angegebenen Kohle einen Hardgrove-Index von 52°H hat und somit mit dem Hardgrove-Index der Garantiekohle des Steinkohlekraftwerkskonzeptes „Referenzkraftwerk NRW“ von 50°H [19, S. 49] nahezu identisch ist, wird die Zerkleinerung in einer Walzmühle vom Typ MPS<sup>20</sup> angenommen. Der *spezifische Leistungsbedarf der Mahlanlage* wird mit 8 kWh<sub>el</sub>/t<sub>Kohle</sub> als Mittelwert des in Kapitel 2.1.1 angegebenen Datenbereiches beziffert. Der *Druckverlust der Mahlanlage* und der *Staubleitungen* wird auf der Grundlage der Projekterfahrung mit 100 mbar festgesetzt.

Die Primärluftparameter werden nach dem Trocknungs- und Transportbedarf der Kohle bemessen (vgl. Kapitel 2.1.1), sind deshalb kohle- und mahlanlagenspezifisch und werden durch die eigene Auslegung der Kohletrocknung gemäß Kapitel 3.2.3.1 ermittelt.

Der *spezifische Trocknungsbedarf der Kohle* vom in Tabelle 4.3 angegebenen Anlieferungszustand auf den typischen Restwassergehalt für die trockene Steinkohle von 2 % (vgl. Kapitel 2.1.1) wird mittels Gleichung 3.1 mit 258,4 kJ<sub>th</sub>/kg<sub>Kohle, roh</sub> quantifiziert. Detaillierte Berechnung und Annahmen sind im Anhang 10.3 enthalten.

<sup>20</sup> Eine MPS-Mühle (Mühlen, Pendel, Schüssel) ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kohle in der muldenartigen Vertiefung eines flachen Mahltellers von zylindrischen Mahlrollen zerkleinert wird.



Der *spezifische Volumenbedarf der Primärluft* für den pneumatischen Transportvorgang hängt von der Staubsättigung ab, vgl. Kapitel 2.1.1. Die *Staubsättigung der Primärluft* hängt wiederum vom Anteil der flüchtigen Bestandteilen des Brennstoffes ab und wird für die in Tabelle 4.3 angegebene Kohle mit 21,9 % Flüchtigen entsprechend dem Wertebereich aus Kapitel 2.1.1 mit 0,5 kg/m<sup>3</sup> im Sichterzustand beziffert. Der *spezifische Volumenbedarf der Primärluft* für den pneumatischen Transportvorgang beträgt nach Gleichung 3.2 1,78 m<sup>3</sup><sub>Luft</sub>/kg<sub>Kohle</sub> im Sichterzustand. Um diesen Wert zu erreichen, wird der vorgewärmten Luft 2 % der Kaltluft, gemessen am Gesamtluftbedarf, zugemischt. Dies stellt nach Kapitel 2.1.1 ein übliches Regelmechanismus dar. Unter Berücksichtigung des freigesetzten Wasserdampfes, der ebenfalls als Trägermedium für den pneumatischen Kohletransport zu den Brennern dient, ergeben sich angestrebten 2 m<sup>3</sup><sub>Luft+Dampf</sub>/kg<sub>Kohle</sub> oder 0,5 kg<sub>Kohle</sub>/m<sup>3</sup><sub>Trägermedium</sub>.

Die Sichtertemperatur wird auf 100°C wie beim Referenzkraftwerk NRW [19, S. 69] festgesetzt und liegt somit innerhalb der Bandbreite der Richtwerte der Sichertemperatur bei der Steinkohletrocknung mittels Luft (90-120°C), vgl. Kapitel 2.1.1. Die *Primärlufttemperatur vor der Mühle* muss ausreichend hoch sein, um die Kohle auf die gewünschte Restfeuchte zu trocknen und ist gleichzeitig durch die Sichteraustrittstemperatur nach oben begrenzt, vgl. Kapitel 2.1.1. Die Primärlufttemperatur vor der Mühle wird nach Gleichung 3.3 mit 275°C berechnet.

### Verbrennung

Der Teilprozess der Verbrennung mit dem Modul **Brennkammer** wird gemäß Kapitel 3.2.3.2 simuliert.

Der *Kohlebedarf* des Referenz-Kraftwerkes von 48,935 kg<sub>Kohle</sub>/s wird mit der Feuerungswärmeleistung von 1210,3 MW<sub>th</sub> [19, S. 68] und mit dem in Tabelle 4.3 angegebenen Heizwert der Kohle nach Gleichung 3.4 berechnet.

Für die Bildung der Verbrennungsprodukte nach Gleichungen 3.5 bis 3.12 wird die *Brennkammerendtemperatur* definiert. Diese ist im Querschnitt der Brennkammer jedoch örtlich unterschiedlich und ändert sich mit der Brennkammerhöhe [14, S. 426, Abbildung 4.210]. Die Berechnung der Brennkammerendtemperatur erfordert jedoch eine detaillierte Auslegung der Brennkammer mit Parametern wie Wärmestromdichte, Brennkammervolumenbelastung sowie Brennkammervolumen und -querschnitt, worauf in dieser Arbeit verzichtet wird. Die Brennkammerendtemperatur wird aufgrund der in [14, S. 311] angegebenen Werten mit 1200°C festgelegt.

Der *Druckverlust der Primär- und Sekundärluft im Brenner* wird aufgrund der projektinternen Angaben mit 20 mbar angenommen.

Der *Kohlenstoff- und Schwefelumsatz* von entsprechend 0,997 und 0,95 berücksichtigt den Anteil der unverbrannten Kohlebestandteile in den Brennkammerrückständen der Steinkohlestaubfeuerung aus Kapitel 2.1.1. Der *Kesselascheanteil* wird mit 15 % der Gesamtasche angenommen, und berücksichtigt die Tatsache, dass der Brennkammerascheanteil bei größeren Trockenfeuerungen tendenziell kleiner ist, vgl. Wertebereich in Kapitel 2.1.1. Um den Verlust der fühlbaren Wärme der Brennkammerasche nach Gleichung 3.13 zu simulieren, wird die Zusammensetzung der Brennkammerasche mit den in Tabelle 4.7 angegebenen

durchschnittlichen Werte der Steinkohlefeuerung aus [17, S. 23, Tabelle 2.7] angenommen. Die Zusammensetzung der Flugasche wird der der Brennkammerasche gleichgesetzt.

Die *Strahlungsverluste* der Brennkammer und des Dampferzeugers von insgesamt 2,535 MW<sub>th</sub> werden nach Gleichung 3.14 ermittelt, wobei der Brennstoffkoeffizient für Steinkohlefeuerungen mit 18,2 angesetzt wird [14, S. 621].

Tabelle 4.6 fasst die oben beschriebenen Auslegungsparameter der Feuerung des Referenz-Kraftwerkes zusammen.

Tabelle 4.6: Auslegungsparameter der Feuerung des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
Mahltröcknung mit Staubförde- rung	Leistungsbedarf der Mahlanlage	8	kWh <sub>el</sub> /t <sub>Kohle</sub>
	Druckverlust der Mahlanlage und Staubleitungen	100	mbar
	Primärluftparameter		
	- spezifischer Kohletrocknungswärmebedarf	258,4	kJ <sub>th</sub> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Staubsättigung inkl. Wasserdampf	0,50	kg <sub>Kohle</sub> /m <sup>3</sup>
	- spezifischer Volumenbedarf	1,78	m <sup>3</sup> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Sichtertemperatur	100	°C
- Temperatur vor Mühle	275	°C	
- Kaltluftanteil an der Gesamtluft	2	%	
Brennkammer	Feuerungswärmeleistung	1210,3	MW <sub>th</sub>
	Kohlebedarf	48,935	kg/s
	Druckverlust der Primär- und Sekundärluft im Brenner, jeweils	20	mbar
	Verbrennungsprodukte	min $\Delta G_R$	-----
	Brennkammerendtemperatur	1200	°C
	Kalorische Verbrennungstemperatur	2104	°C
	Brennstoffumsatz		
	- Kohlenstoff	0,997	-----
	- Schwefel	0,95	-----
	Kesselascheanteil an der Gesamtasche	0,15	-----
	Aschezusammensetzung	vgl. Tabelle 4.7	
Strahlungsverluste	2,535	MW <sub>th</sub>	
Kesselascheverluste	1,355	MW <sub>th</sub>	

Tabelle 4.7 enthält die Zusammensetzung der simulierten Asche.

Tabelle 4.7: Zusammensetzung der Asche

Aschebestandteile	Gew.-%	kg / kg (Kohle)
SiO <sub>2</sub>	0,45	0,06615
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,25	0,03675
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,15	0,02205
CaO	0,10	0,01470
MgO	0,05	0,00735

Im nächsten Kapitel wird der Prozess der Luftbereitstellung beschrieben.

#### 4.2.2 Luftbereitstellung

Die Ablaufstruktur der Luftbereitstellung des Referenz-Kraftwerkes entspricht dem in Kapitel 2.1.1 und 2.1.2 beschriebenen Stand der Kraftwerkstechnik und ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Luft wird vom Sekundärluftgebläse aus der Umgebung angesaugt. Die zur Trocknung und Transport erforderliche Primärluft wird vor der Aufwärmung der Frischluftleitung entnommen und vom Primärluftgebläse angesaugt. Um auch im ungünstigsten Fall die Unterschreitung des Taupunktes des Rauchgases nach dem Rauchgas-Luftvorwärmer zu vermeiden, wird die Verbrennungsluft im Dampf-Luftvorwärmer vorgewärmt. Die endgültige Primär- und Sekundärluftvorwärmung findet im Regenerativ-Luftvorwärmer der Bauart Ljungström statt. Die erwärmte Primärluft wird je nach Trocknungsbedarf der Kohle im Mühlenluft-Speisewasservorwärmer zurückgekühlt, wobei der regelbare Speisewassermassenstrom als Wärmetauschmedium dient. Zur Einstellung der gewünschten Mühlenaustrittstemperatur wird dem Primärluftmassenstrom ein geringer Frischluftmassenstrom zugeführt, vgl. Kapitel 2.2.1.

Die Teilprozesse und Module der Luftbereitstellung des Referenz-Kraftwerkes sowie deren Aufgaben sind in Tabelle 4.8 zusammengefasst.

Die Modellierung der Module der Wärmeübertragung und Arbeitsmaschinen ist in Kapiteln 3.2.3.5 und 3.2.3.6 beschrieben. Die Auslegungsparameter werden im Folgenden modulweise quantifiziert.

Tabelle 4.8: Teilprozesse und Module der Luftbereitstellung des Referenz-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Primärluft-bereitstellung	Primärluftgebläse	Ausgleich der Druckverluste in der Primär-luftbereitstellung
	Mühlenluft-Speisewasservorwärmer	Regelung der Primärlufttemperatur gemäß dem Trocknungsbedarf der Kohle
Sekundärluft-bereitstellung	Sekundärluftgebläse	Ausgleich der Druckverluste in der Sekun-därluftbereitstellung
	Dampf-Luftvorwärmer	Vermeidung der Unterschreitung des Tau-punktes auf kalter Seite des Rauchgas-Luftvorwärmers
	Rauchgas-Luftvorwärmer	Primär- und Sekundärluftvorwärmung mittels Rauchgases

Die *Luftzahl* ist ein Summenwert aus der Primär- und Sekundärluftbereitstellung und wird daher ohne Bezug auf ein einzelnes Modul betrachtet. Um den Wirkungsgrad des Dampferzeugers zu erhöhen und den Eigenbedarf des Kraftwerkes, insbesondere der Rauchgasreinigung und der Gebläse zu minimieren, wird der in Kapitel 2.1.2 quantifizierte derzeitige Luftüberschuss der Staubfeuerungen von 1,20 bis 1,30 unterschritten. Bei Kohlestaubfeuerungen ist eine Senkung des Luftverhältnisses unter 1,15 kaum möglich [14, S. 55], [14, S. 619], [16, S. 116, Tabelle 5.2], da sich die rauchgasseitige Korrosion und die Gefahr der CO-Bildung ansteigen. Aus diesen Gründen beträgt der Luftüberschuss des Steinkohlekraftwerkskonzeptes „Referenzkraftwerk NRW“ 1,15 [19, S. 70]. Dieser Wert wird deshalb hier verwendet. Der Luftbedarf wird mittels Gleichung 3.15 berechnet.

### Primär- und Sekundärluftbereitstellung

Im **Dampf-Luftvorwärmer** wird die Sekundärluft von der Umgebungstemperatur um ca. 25 K bei Vollast vorgewärmt. Dafür wird der Dampf der Niederdruckteilurbine bei 3,48 bar entnommen. Insgesamt werden 9,8 MW<sub>th</sub> an die Luft übergeben. Das auf 125°C unterkühlte Kondensat wird anschließend nachgepumpt und in die Kondensatstrecke vor dem Speisewasserbehälter integriert, siehe auch Kapitel 4.2.3. Im Allgemeinen werden die Luft-Wasser-Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung und Luftvorwärmung bei Kraftwerken mit einem Druckverlust auf der Gasseite von 5 bis 10 mbar ausgelegt, vgl. Kapitel 2.1.6. Da für den Dampf-Luftvorwärmer keine anderen Literaturdaten verfügbar waren, wird der *Druckverlust* mit 10 mbar angenommen.

Im **Rauchgas-Luftvorwärmer** wird die gesamte Primär- und Sekundärluft vorgewärmt. Die *Verbrennungs- und Primärlufttemperatur nach dem Rauchgas-Luftvorwärmer* wird mit 350°C definiert und liegt damit mit 46 K ausreichend hoch über der Speisewassereintrittstemperatur in den Dampferzeuger (vgl. Kapitel 4.2.3) und im Wertebereich der Steinkohlestaubfeuerung mit Trockenentschung aus Kapitel 2.1.2. Da der Rauchgas-Luftvorwärmer mit dem staubbeladenen Rauchgas wechselnd beaufschlagt wird, lagern sich an seiner Heizfläche Verschmutzungen ab, die im laufenden Betrieb zum Anstieg des Druckverlustes führen. Nach

[16, S. 149] kann der Druckverlust bis auf 50 mbar ansteigen und wird in dieser Arbeit mit einem durchschnittlichen Wert von 30 mbar angenommen.

Die Drehbewegung der Speichermasse führt zum Übergang der Luft in das Rauchgas und umgekehrt. Zusätzlich dringt die unter Überdruck stehende Luft durch Leckagen trotz der Abdichtung in das Rauchgas ein. In [14, S. 619] und [23, S. 293] wird der Falschluffanteil in Rauchgas-Luftvorwärmer mit 4 bzw. 5 bis 6 % der Verbrennungsluft beziffert. Der Luftleckagestrom hängt ab von

- der Größe des Rauchgas-Luftvorwärmers
- der Bauart und Abdichtsysteme des Rauchgas-Luftvorwärmers sowie
- der Druckdifferenz zwischen der Luft- und Rauchgasseite.

Beim Falschluffeintrag im Rauchgas-Luftvorwärmer wird deshalb zwischen dem Eintrag aus der unter höherem Druck stehenden Primärluft und der weniger verdichteten Sekundärluft unterschieden. Auf der Grundlage der Auslegungsparameter aus Tabelle 4.10 und Tabelle 4.19 werden folgende Druckdifferenzen an der kalten und warmen Seite des Rauchgas-Luftvorwärmers ermittelt:

- Primärluft / Rauchgas: 196 bis 136 mbar
- Sekundärluft / Rauchgas: 86 bis 26 mbar.

Auf der Grundlage dieser Druckdifferenzen werden folgende Annahmen getroffen:

- Falschluffeintrag aus der Primärluft: 10 % der zugeführten Primärluft
- Falschluffeintrag aus der Sekundärluft: 4 % der zugeführten Sekundärluft.

Unter Berücksichtigung der Luftmassenströme zur Verbrennung beträgt der gesamte Falschluffanteil 4,72 % der Verbrennungsluft.

Im **Mühlenluft-Speisewasservorwärmer** wird die Mühlenluft von der Austrittstemperatur aus dem Rauchgas-Luftvorwärmer von 350°C auf die in Kapitel 4.2.1 berechnete Primärlufttemperatur für die Kohletrocknung von 275°C mittels des regelbaren Speisewasserstromes zurückgekühlt. Im Volllastbetrieb werden an das Speisewasser 6 MW<sub>th</sub> übertragen, womit 11,860 kg/s Speisewasser von 193,5 (Wasseraustrittstemperatur nach der Speisewasserpumpe) auf 303,4°C (Wassertemperatur vor dem Dampferzeuger) erwärmt werden, siehe auch Kapitel 4.2.3. Dieser Speisewasserteilstrom wird vor dem Economiser dem Hauptspeisewasserstrom zugeführt. Der *gasseitige Druckverlust* im Mühlenluft-Speisewasservorwärmer wird mangels anderer Literaturdaten wie beim Dampf-Luftvorwärmer mit 10 mbar angenommen.

Die Umgebungsbedingungen sind in Tabelle 4.1, die Luftzusammensetzung – in Tabelle 4.2 definiert. Die oben beschriebenen Auslegungsparameter der Luftvorwärmung des Referenz-Kraftwerkes sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst.

Tabelle 4.9: Auslegungsparameter der Luftvorwärmung des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
---	Luftzahl, global	1,15	---
Dampf-Luftvorwärmer	Wärmeverschiebung	9,8	MW <sub>th</sub>
	Druckverlust, Gasseite	10	mbar
Rauchgas-Luftvorwärmer	Lufttemperatur nach Rauchgas-Luftvorwärmer	350	°C
	Druckverlust, pro Strömungsrichtung	30	mbar
	Falschluffanteil aus		
	- Primärluft	10	%
- Sekundärluft	4	%	
Mühlenluft-Speisewasservorwärmer	Wärmeverschiebung	6,0	MW <sub>th</sub>
	Druckverlust, Gasseite	10	mbar

In Tabelle 4.10 sind die Druckverluste der einzelnen Module aus Kapitel 4.2.1 und 4.2.2 zusammengefasst sowie deren Summen angegeben, die durch die **Primär- und Sekundärluftgebläse** auszugleichen sind. Als Gebläse in deutschen Großkraftwerken werden wegen des besseren Teillastverhaltens vorzugsweise Axialgebläse eingesetzt [17, S. 538-539]. Als Wirkungsgrad gibt [17, S. 538-539] 85 bis 87 % im Auslegungspunkt. Der mechanisch / elektrische Wirkungsgrad der großen Verdichter wird mit 95 % beziffert [18, S. P 31].

Tabelle 4.10: Auslegungsparameter der Primär- und Sekundärluftgebläse des Referenz-Kraftwerkes

Gebläse	Modul	Druckverlust [mbar]		Wirkungsgrad [%]	
		einzel	gesamt	isentrop	mechanisch / elektrisch
Primärluft	Rauchgas-Luftvorwärmer	30	160	85	95
	Mühlenluft-Speisewasservorwärmer	10			
	Mahlanlage und Staubleitungen	100			
	Brenner	20			
Sekundärluft	Dampf-Luftvorwärmer	10	60	85	95
	Rauchgas-Luftvorwärmer	30			
	Staubleitungen und Brenner	20			

Im nächsten Kapitel wird der Wasser-Dampf-Kreislauf beschrieben.

### 4.2.3 Wasser-Dampf-Kreislauf

Der Wasser-Dampf-Kreislauf des Referenz-Kraftwerkes besteht aus

- dem Dampferzeuger mit der einfachen Zwischenüberhitzung
- der dreistufigen Turbine mit dem wasserstoffgekühlten Turbogenerator
- dem Kondensator und der 9-stufigen Kondensat- und Speisewasservorwärmstrecke

und entspricht hinsichtlich seines Aufbaus dem fortschrittlichen Stand der Kraftwerkstechnik, vgl. Kapitel 2.1.3. Die Ablaufstruktur des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Referenz-Kraftwerkes ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Teilprozesse und Module des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Referenz-Kraftwerkes und ihre Aufgaben sind in Tabelle 4.11 zusammengefasst. Zusätzlich beinhaltet der Wasser-Dampf-Kreislauf die in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Dampf-Luftvorwärmer und Mühlenluft-Speisewasservorwärmer.

Tabelle 4.11: Teilprozesse und Module des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Referenz-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Dampf-erzeugung	Dampferzeugung mit einfacher Zwischenüberhitzung	Dampferzeugung
Dampf-Kraft-Prozess	dreistufige Turbine: einflutige Hoch-, doppelflutige Mittel- und Niederdruck-teilturbine	Umwandlung der kinetischen Energie des Dampfes in die mechanische Wellenenergie
	Generator	Umwandlung der mechanischen Wellenenergie in die Elektrizität
	Kondensator	Dampfkondensation
Kondensat- und Speisewasservorwärmstrecke	4 Kondensatvorwärmer (1 davon mit eingebautem Nachkühler), 2 Kondensatkühler, Speisewasserbehälter, 3 Speisewasservorwärmer mit eingebauten Nachkühlern, externer Enthitzer	Kondensat- und Speisewasservorwärmung und -bevorratung
	Haupt- und 2 Nebenkondensatpumpen, Speisewasserpumpe	Kondensat- und Speisewasserförderung

Die in Tabelle 4.12 angegebenen Dampf-, Speisewasser- und Kondensatparameter entsprechen denen der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ [127, S. 52] und stellen den fortschrittlichen Stand der Kraftwerkstechnik dar, vgl. auch Kapitel 2.1 und realisierte Anlagen aus Tabelle 2.1.

Tabelle 4.12: Dampf-, Speisewasser- und Kondensatparameter des Referenz-Kraftwerkes

Parameter	Druck [bar]	Temperatur [°C]
Frischdampf	285,0	600
Zwischenüberhitzer Dampf	60,0	620
Speisewasser vor Dampferzeuger	324,5	303,4
Überströmdampf	5,5	269
		<b>Dampfgehalt [---]</b>
Kondensat	0,045	0,895

Die Modellierung der Module der Wärmeübertragung und Arbeits- und Kraftmaschinen ist in Kapiteln 3.2.3.5 und 3.2.3.6 beschrieben. Die Auslegungsparameter werden im Weiteren modulweise quantifiziert.

### Dampferzeugung

Die *Wärmeübergabe* im **Dampferzeuger** an den Wasser-Dampf-Kreislauf wird so bemessen, dass die Rauchgastemperatur nach dem Dampferzeuger bei 379°C und nach dem Rauchgas-Luftvorwärmer über dem Säuretaupunkt liegt. Die Temperaturdifferenz zwischen der Rauchgasseite mit 379°C und der Luftseite mit 350°C am warmen Ende des Rauchgas-Luftvorwärmers beträgt damit 29 K und liegt nach Kapitel 2.1.2 im als wirtschaftlich anzusehenden Bereich. Die *Parameter des Frischdampfes und überhitzten Dampfes* sind in Tabelle 4.12 angegeben.

### Dampf-Kraft-Prozess

Der innere Wirkungsgrad der dem Stand der Technik entsprechenden Kraftwerksturbinen liegt bei 93 bis 95 % und der mechanische bei 98 bis 99 % [16, S. 261]. Aufgrund der projektinternen Daten werden die *inneren Wirkungsgrade* der **Turbine** in dieser Arbeit nach der Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine differenziert: 90,1; 93,8; 88,2 % entsprechend. Der *Wirkungsgrad des Generators* von 98,5 % wird aus [17, S. 534] übernommen. Gemäß dem in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Stand der Technik wird beim Referenz-Kraftwerk ein **Oberflächenkondensator** mit dem *Kondensatordruck* von 45 mbar angenommen. Aufgrund der erosiven Wirkung der Wassertropfen auf die Turbinenschaufel wird der *Dampfgehalt* mit 89,5 % im Datenbereich des Kapitels 2.1.3 angenommen.

### Kondensat- und Speisewasserstrecke

Der *isentropen Wirkungsgrad* der **Speisewasserpumpe** wird mit 85 % als Mittelwert aus [25, S. 337] festgelegt. Beim *isentropen Wirkungsgrad* der Kondensatpumpen wird ihre Größe berücksichtigt: die **Hauptkondensatpumpe** mit einem Massenstrom über 280 kg/s hat einen höheren Wirkungsgrad von 82 %, die kleineren **Nebenkondensatpumpen** mit einem Mas-



senstrom von 50 bis 80 kg/s haben einen niedrigeren Wirkungsgrad von 75 % [25, S. 345]. Der *mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* wird analog dem großen Verdichter mit 95 % beziffert [18, S. P 31]. Die *Förderhöhen* ergeben sich aus dem Zieldruck des Speisewassers vor dem Dampferzeuger aus Tabelle 4.12 und aus den Druckverlusten einzelner Vorwärmer.

Die *Grädigkeit* der **Vorwärmer** ist eine Optimierung zwischen mehreren Parametern. In [25, S. 330] werden die Wertebereiche für Grädigkeiten angegeben, differenziert nach HD-, ND-Vorwärmer mit / ohne Enthitzer und Kühler. Die Grädigkeiten der Vorwärmer mit / ohne Enthitzer und Kühler sind in Kapitel 3.2.3.5 definiert. Kleinere Grädigkeiten erfordern große Wärmeübertragerflächen und dementsprechend höhere Kosten. Unter Berücksichtigung des Erscheinungsdatums der zugrundeliegenden VGB-Richtlinie R 110 L (Jahr 1979) wird davon ausgegangen, dass die modernen Kraftwerke bei höheren Brennstoffkosten und zusätzlichen CO<sub>2</sub>-Preisen eine kleinere Grädigkeit und deshalb eine größere Wärmeübertragerfläche haben als in der oben genannten VGB-Richtlinie angegeben ist. In dieser Arbeit wird deshalb von niedrigeren Grädigkeiten des Wertebereiches aus [25, S. 330] ausgegangen. Der *Druckverlust* der Vorwärmer auf der Wasser- und Dampfseite wird aufgrund der projekt-internen Daten mit 0,5 bis 3 bar bzw. mit 3 bis 4 % des Entnahmedruckes festgelegt. Die oben beschriebenen Auslegungsparameter der Pumpen, Turbinen und Vorwärmer sind in Tabelle 4.13 zusammengefasst.

Tabelle 4.13: Auslegungsparameter der Pumpen, Turbinen und Vorwärmer des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Parameter		
Dampferzeuger	Rauchgastemperatur [°C]		
	379		
---	Wirkungsgrad, gemittelt [%]		Förderhöhe [bar]
	isentrop	mechanisch / elektrisch	
Speisewasserpumpe	84	95	324,7
Hauptkondensatpumpe	82	95	30,1
1. Kondensatpumpe	75	95	11,4
2. Kondensatpumpe	75	95	8,3
HD-Teilturbine	90,1	---	---
MD-Teilturbine	93,8	---	---
ND-Teilturbine	88,2	---	---
Generator	---	98,5	---
---	Grädigkeit [K]	Druckverlust, Wasserseite [bar]	Druckverlust, Dampfseite
Enthitzer	15	0,5	3 bis 4 % des Entnahmedruckes
HD-Vorwärmer	-1 bis 2	1 bis 3	
ND-Vorwärmer	3	1	
Kondensatkühler	5	1	---

#### 4.2.4 Kühlung

Im Referenz-Kraftwerk wird entsprechend dem in Kapitel 2.1.4 beschriebenen Stand der Technik das Kreislaufkühlsystem mit dem Naturzug-Nasskühlturm verwendet. Das Kühlsystem mit der in Abbildung 4.2 dargestellten Ablaufstruktur besteht aus

- Hauptkühlwassersystem
- Nebenkühlwassersystem
- Zwischenkühlwassersystem und
- Zusatzwassernachspeisung.

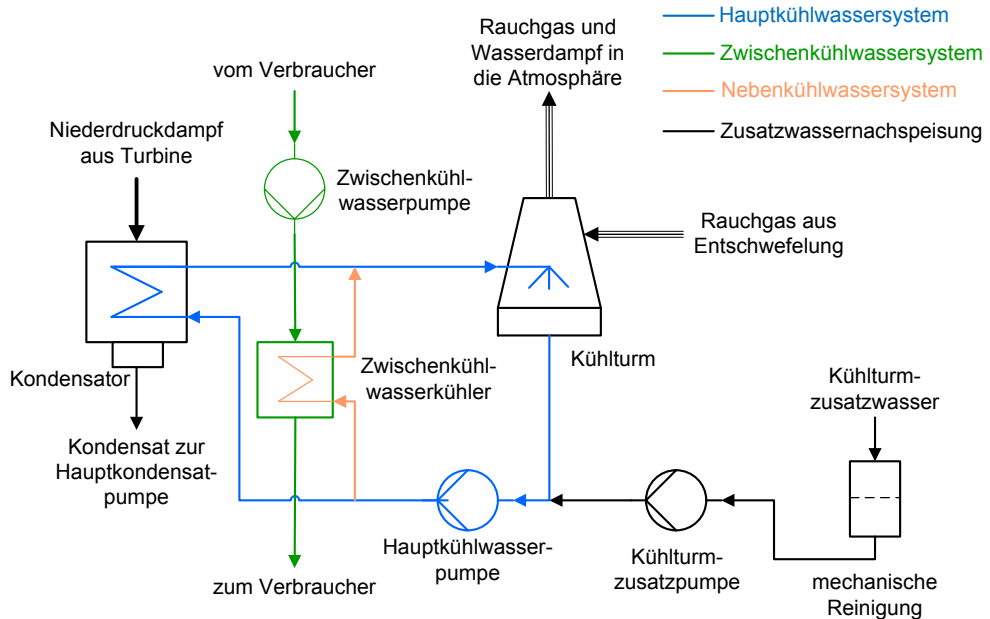


Abbildung 4.2: Ablaufstruktur des Kühlsystems des Referenz-Kraftwerkes

Das Hauptkühlwassersystem führt die Kondensationswärme aus dem Kondensator ab. Mit dem Zwischenkühlwassersystem werden kleinere Verbraucher wie Öl- und H<sub>2</sub>-Kühler gekühlt. Die Haupt- und Zwischenkühlwassersysteme werden mittels des Nebenkühlwassersystems verbunden. Das Nebenkühlwasser wird vor dem Kondensator dem Hauptkühlwasserstrom entnommen und nach dem Kondensator diesem wieder zugeführt. Die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme wird im Nasskühlturm durch die konvektive Kühlung und Verdunstungskühlung an die nach oben strömende Umgebungsluft abgegeben. Die Wasserverluste durch das Verdampfen und Abfluten werden mittels des Kühlturmzusatzwassersystems gedeckt. Das Rein-Rauchgas nach der Entschwefelung wird in den Kühlturm eingeleitet. Die Teilprozesse und Module der Kühlung des Referenz-Kraftwerkes sowie deren Aufgaben sind in Tabelle 4.14 zusammengefasst.

Die Modellierung der Module der Wärmeübertragung und Arbeitsmaschinen ist in Kapiteln 3.2.3.5 und 3.2.3.6 beschrieben. Die Auslegungsparameter werden im Weiteren modulweise quantifiziert.

Tabelle 4.14: Teilprozesse und Module der Kühlung des Referenz-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Hauptkühlwassersystem	Kondensator	Übertragung der Kondensationswärme an das Kühlwasser
	Kühlturm	Abgabe der Abwärme an die Umgebung
	Hauptkühlwasserpumpe	Bereitstellung des Kühlwassers
Zwischenkühlwassersystem	Zwischenkühlwasserpumpe	Ausgleich der Druckverluste im Zwischenkühlwassersystem
	Zwischenkühlwasserkühler	Wärmeübertragung der Nebenabwärme an das Nebenkühlwassersystem
Zusatzwassernachspeisung	Zusatzwasserpumpe	Bereitstellung des Zusatzkühlwassers

### Hauptkühlwassersystem

Die durch den **Naturzug-Nasskühlturm** erreichte mittlere *Kaltwassertemperatur* wird mit 18°C angenommen, mit der Folge, dass der Kühlgrenzabstand mit 11 K am unteren Wert des in Kapitel 2.1.4 genannten Bereiches liegt. Die durch den Naturzug-Nasskühlturm abzuführende *Abwärme des Hauptkühlwassersystems* setzt sich aus der *Kondensatorabwärme* und der *Abwärme* der mit dem *Zwischenkühlwassersystem* versorgten Nebenverbraucher zusammen:

$$\dot{Q}_{HKWS} = \dot{Q}_{Kondensator} + \dot{Q}_{ZKWS} \quad 4.1$$

mit

$$\dot{Q}_{HKWS} \quad \text{Abwärme des Hauptkühlwassersystems}$$

$$\dot{Q}_{Kondensator} \quad \text{Kondensatorabwärme}$$

$$\dot{Q}_{ZKWS} \quad \text{Abwärme des Zwischenkühlwassersystems}$$

Der Kondensatordruck des Wasser-Dampf-Kreislaufes von 45 mbar (vgl. Tabelle 4.12) entspricht einer Dampf- bzw. Kondensattemperatur von 31°C. Der Kühlwassermassenstrom zwischen 30 und 60 kg/s pro Kilogramm des zu kondensierenden Dampfes ist laut [25, S. 264] wirtschaftlich. Bei einem zu kondensierenden Dampfstrom des Referenz-Kraftwerkes von ca. 260 kg/s (Simulationsergebnis) und dem angenommenen mittleren spezifischen Kühlwassermassenstrom von 45 kg/s pro Kilogramm des zu kondensierenden Dampfes ergibt sich ein Kühlwassermassenstrom von 11700 kg/s. Durch die Wärmebilanz ergibt sich eine Aufwärmespanne im Kondensator von rund 11 K, die nahezu in der Mitte des Datenbereiches aus Kapitel 2.1.4 liegt. Dies entspricht einer *Kondensatorgrädigkeit am warmen Ende* des **Oberflächenkondensators** von 2 K. Beim Kondensator handelt es sich um einen Oberflächenwärmeübertrager mit Phasenwechsel, so dass die Kondensatorabwärme aus Gleichung 3.25 berechnet wird. Der *isentropen* sowie *mechanische / elektrische Wirkungsgrad* der

**Hauptkühlwasserpumpe** orientiert sich an dessen der Speisewasserpumpe aus Tabelle 4.13. Die durch die Hauptkühlwasserpumpe zu leistende *Druckdifferenz* wird mit 3 bar angenommen.

### Zwischenkühlwassersystem

Nach [17, S. 437] wird mittels des Nebenkühlwassers ca. 3 % der Gesamtwärme abgeführt. Aufgrund der geringeren Aufwärmspanne von 5 K anstelle von oben ermittelten 11 K wird jedoch ein proportional höherer Kühlwasserstrom benötigt. Hinzu kommt, dass die Druckverluste, die durch die Zwischenkühlwasserpumpen ausgeglichen werden, höher als bei der Hauptkühlwasserpumpe sind. Der *Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen* steigt daher überproportional an und wird aus projektinternen Angaben mit 9,3 % des Hauptkühlwassersystems geschätzt.

### Zusatzwassernachspeisung

Der *Elektrizitätsbedarf* der **Zusatzwasserpumpe** wird aus projektinternen Angaben mit 100 kW geschätzt. Die Auslegungsparameter des Kühlsystems sind in Tabelle 4.15 zusammengefasst.

Tabelle 4.15: Module und Auslegungsparameter des Kühlsystems des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
Kühlturm	Kaltwassertemperatur	18	°C
	Abwärme	Gleichung 4.1	MW <sub>th</sub>
Kondensator	Grädigkeit am warmen Ende	2	K
	Abwärme	Gleichung 3.25	MW <sub>th</sub>
Hauptkühlwasserpumpe	Wirkungsgrad, isentrop	84	%
	Wirkungsgrad, mechanisch / elektrisch	95	%
	Druckdifferenz	3	bar
Wärmeübertrager Neben-Zwischenkühlwasser	Abwärme	3	% des Kondensators
	Aufwärmspanne des Nebenkühlwassers	5	K
	Grädigkeit	5	K
Zwischenkühlwasserpumpe	Elektrizitätsbedarf	9,3	% des HKWS <sup>21</sup>
Zusatzwasserpumpe	Elektrizitätsbedarf	100	kW

<sup>21</sup> HKWS: Hauptkühlwassersystem

### 4.2.5 Rauchgasreinigung

Die Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes besteht aus der

- selektiven katalytischen Stickoxidminderung mit Ammoniak,
- kalten elektrischen Entstaubung mittels Elektrofilters und
- nassen Entschwefelung mittels Kalksteinwäsche.

und entspricht damit dem in Kapitel 2.1.5 beschriebenen Stand der Technik. Die Ablaufstruktur der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes mit der Angabe der simulierten In- und Outputströme ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

Die Entstickung befindet sich zwischen dem Dampferzeuger und dem Rauchgas-Luftvorwärmer in einer sogenannten „High-Dust-Anordnung“, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Stickoxidminderung“, Abbildung 2.3. Als Reduktionsmittel steht druckverflüssigtes Ammoniak zur Verfügung. Das aus dem Vorratsbehälter entnommene und verdampfte Ammoniak wird der Trägerluft zugemischt, die nach dem Primärluftgebläse entnommen wird, und reagiert am Katalysator zum Stickstoff und Wasserdampf.

Die Entstaubung findet im kalten Elektrofilter nach dem Rauchgas-Luftvorwärmer und vor dem Rauchgasgebläse statt.

Die Entschwefelung ist der letzte Teilprozess der Rauchgasreinigung vor dem Einleiten des Rein-Rauchgases in den Kühlturm. Das Rauchgas nach dem Rauchgasgebläse wird in den Wäscher eingeblasen, reagiert mit der im Gegenstrom versprühten Kalksteinsuspension, verlässt den Wäscher und wird in den Kühlturm oberhalb des Kühlwassers eingeleitet. Die Kalksteinsuspension wird von den Absorberumwälzpumpen umgepumpt und wird je nach Verbrauch mit frischer nachgefüllt. Die Gipsanlage beinhaltet die Entwässerungs- und Transporteinrichtungen.

Die Druckverluste in der Rauchgasreinigung und rauchgasseitig im Rauchgas-Luftvorwärmer werden durch das Rauchgasgebläse ausgeglichen.

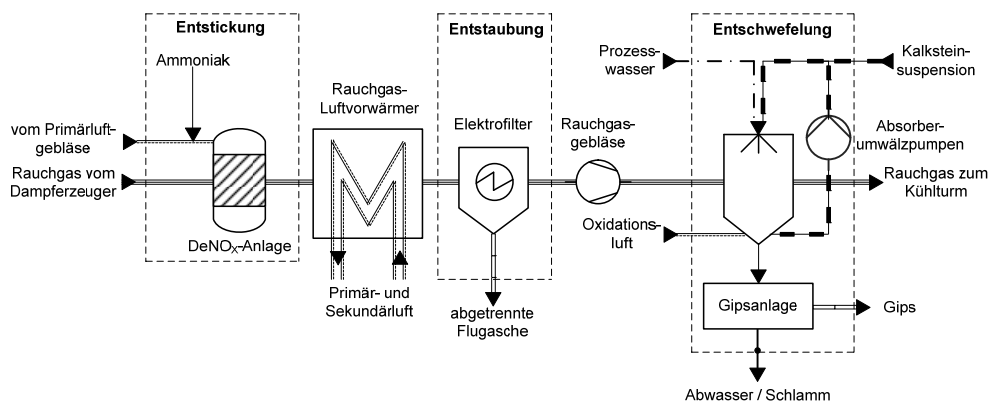


Abbildung 4.3: Ablaufstruktur der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes

Die Teilprozesse und Module der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes sowie deren Aufgaben sind in Tabelle 4.16 zusammengefasst.

Tabelle 4.16: Teilprozesse und Module der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Entstickung	Entstickung	Stickoxidminderung des Rauchgases
Entstaubung	Entstaubung	Staubminderung des Rauchgases
Entschwefelung	Entschwefelung	Schwefeloxid- und Staubminderung des Rauchgases
	Rauchgasgebläse	Ausgleich der Druckverluste in der Rauchgasreinigung und im Rauchgas-Luftvorwärmer (rauchgasseitig)

Die Auslegungswerte der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes entsprechen den Emissionsgrenzwerten nach Tabelle 2.5 des BImSchV-konformen Rauchgases, so dass die eventuell niedrigeren kundenspezifischen Anforderungen in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden. Die Konzentration der Luftverunreinigungen im Roh-Rauchgas nach dem Dampferzeuger ist das Ergebnis der thermodynamischen Simulation und wird aus didaktischen Gründen zusammen mit den Auslegungswerten der Rauchgasreinigung in Tabelle 4.17 dargestellt. Der globale Emissionsminderungsgrad wird nach Gleichung 3.35 berechnet und beschreibt im Unterschied zum lokalen die Emissionsreduktion im ganzen Rauchgasweg zwischen dem Austritt aus dem Dampferzeuger und dem Einleiten in den Kühlturm.

Alle Angaben zu den Schadstoffkonzentrationen in Tabelle 4.17 beziehen sich auf das Rauchgas nach der 13. BImSchV, § 2, Abs. 1 in Verbindung mit Abs. 5: trockenes Rauchgas im Normzustand bei 273,15 K und 101,325 kPa beim Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-%.

Tabelle 4.17: Spezifikation der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes

Luftverunreinigungen	Konzentration im Roh-Rauchgas	Auslegungswert der Rauchgasreinigung	Emissionsminderungsgrad, global
	mg/Nm <sup>3</sup>	mg/Nm <sup>3</sup>	%
NO <sub>x</sub>	462	150	67,5
Gesamtstaub	13779	10	99,9
SO <sub>x</sub>	1228	150	87,0

Die Modellierung der Module der Rauchgasreinigung ist in Kapitel 3.2.3.7 beschrieben. Die Auslegungsparameter werden im Weiteren modulweise quantifiziert.

### Stickoxidminderung

Die Umsetzung der Stickoxide in Stickstoff und Wasserdampf wird im Modul **Entstickung** nach Gleichungen 2.2 und 2.3 simuliert. Die *NO<sub>x</sub>-Konzentration im Rein-Rauchgas* von 150 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Rauchgaszustand ist mit dem in Tabelle 4.17 angegebenen Auslegungswert des Referenz-Kraftwerkes definiert. Da das NO<sub>x</sub> im Rauchgas zu ca. 95 % aus dem wasserunlöslichen NO besteht [16, S. 302], wird angenommen, dass die nachfolgende nasse Entschwefelung keine weitere Minderung der NO<sub>x</sub>-Konzentration

bewirkt. Somit ist der o.g. Auslegungswert allein durch die Entstickung einzuhalten, was zur Folge hat, dass die *NO<sub>x</sub>-Konzentration nach der Entstickung* mit 150 mg/Nm<sup>3</sup> deren im Rein-Rauchgas entspricht.

Der Leistungsbedarf einer katalytischen Entstickungsanlage wird im Wesentlichen durch den zu reduzierenden NO<sub>x</sub>-Massenstrom beeinflusst und beträgt bis zu 0,5 % der Bruttoleistung des Kraftwerkes, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Stickoxidminderung“. Die Analyse der Stickoxidminderung im hier simulierten Referenz-Kraftwerk ergibt Folgendes:

- Die infolge der stationären Simulation ermittelte NO<sub>x</sub>-Konzentration im Roh-Rauchgas des Referenz-Kraftwerkes beträgt 462 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Zustand (vgl. Tabelle 4.17) und ist mit dem Wert der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ mit 500 mg/Nm<sup>3</sup> [19, S. 75] gut vergleichbar. Die 8 %-ige Differenz zwischen der Simulation und der Studie ist auf die stationäre Gleichgewichtsmodellierung der Brennkammer, die tatsächlich so nicht gegeben vorliegt, zurückzuführen. Grundsätzlich liegt die NO<sub>x</sub>-Konzentration im Rauchgas des Kraftwerkes mit Primärmaßnahmen mit 250 bis 500 mg/Nm<sup>3</sup> um den Faktor 2 bis 3 unter denen des Kraftwerkes ohne Primärmaßnahmen (700 bis 1200 mg/Nm<sup>3</sup>) [14, S. 359], vgl. auch Kapitel 2.1.1, Tabelle 2.2.
- Der trockene Rauchgasvolumenstrom mit 372 Nm<sup>3</sup>/s ist aufgrund der mit 1,15 niedrigen Luftzahl (vgl. Tabelle 4.9) gemessen an Literaturwerten relativ klein. Der zu reduzierende NO<sub>x</sub>-Massenstrom ist deshalb mit 596 kg/h relativ gering. Der Ammoniakbedarf wird im Referenz-Kraftwerk mit 338 kg/h simuliert, inklusive des zugelassenen Ammoniakschlupfes. Die Pumpen dieser Größenordnung haben einen Leistungsbedarf je nach Randbedingungen im ein- bis zweistelligen kW<sub>el</sub>-Bereich.
- Die Verdampfungsenthalpie des flüssigen Ammoniaks im Vorratsbehälter im Zustand von 20°C und 17 bar beträgt ca. 1190 kJ/kg [34, S. 130], so dass die elektrisch betriebene Verdampfung des oben genannten Ammoniakstromes eine Leistungsaufnahme im Idealfall von ca. 112 kW<sub>el</sub> oder 0,02 % Kraftwerksbruttoleistung benötigt.

Daher ist der oben angegebene Maximalwert aus Literatur für den Eigenbedarf der Entstickung von bis zu 0,5 % der Kraftwerksbruttoleistung für das hier simulierte Referenz-Kraftwerk zu hoch. Auf der Grundlage der oben beschriebenen Analyse wird der *Leistungsbedarf* der SCR-Entstickungsanlage mit 0,1 % der Kraftwerksbruttoleistung oder 605 kW<sub>el</sub> angenommen.

Der Druckabfall der Entstickungsanlage beträgt nach Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Stickoxidminderung“ 4 bis 10 mbar und hängt von folgenden Faktoren ab:

- Konfiguration der Katalysatoranlage
- Anzahl der Katalysatorlagen
- Verschmutzung des Katalysatormaterials im Betrieb.

Bei NO<sub>x</sub>-Roh-Rauchgaswerten von 400 bis 500 mg/Nm<sup>3</sup> werden zwei aktive Katalysatorlagen und eine Reservelage eingesetzt (sogenannte 2+1 Konfiguration) [128, S. 8]. Beim Druckverlust von 2 mbar pro eine frische Katalysatorlage [128, S. 8] und unter Berücksichtigung des angenommenen Druckverlustanstieges während des Kraftwerksbetriebes um 100 % beträgt der gesamte durchschnittliche *Druckverlust* der Entstickungsanlage 6 mbar.

Wegen der unvollständigen Reaktion zwischen Stickoxiden und Ammoniak verlässt ein Teil des Ammoniaks den Entstickungsprozess unrea­giert. Mit zunehmendem  $\text{NH}_3/\text{NO}_x$ -Verhältnis und mit abnehmender Aktivität des Katalysators steigt der Ammoniak­schlupf an und be­schränkt somit die Reisezeit des Katalysators [29, S. 111]. Um den Ammoniakgehalt in der Flugasche, die in der Entstaubung erfasst wird, auf 100 mg/kg zu beschränken, wird der *NH<sub>3</sub>-Schlupf* in der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ auf 2 ppm begrenzt. [19, S. 75]. Dieser Wert wird auch hier verwendet.

Das flüssige Ammoniak wird nach der Verdampfung der Trägerluft zugemischt (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Stickoxidminderung“), die nach dem Primärluftgebläse entnommen wird. Um einen sicheren Abstand zur unteren Explosionsgrenze von 15,7 Vol.-% Ammoniak in Luft einzuhalten, wird ein Volumenanteil von Ammoniak in Luft nach [28, S. 988] mit 5 Vol.-% angenommen. Der *Trägerluftbedarf* beträgt deshalb das 20-Fache des gasförmigen Ammoniakvolumenstromes.

### Entstaubung

Die Abscheidung der Feststoffe (Partikel) aus gasförmigen Bestandteilen des Rauchgases wird im Modul **Entstaubung** simuliert. Die *Partikel-Konzentration im Rein-Rauchgas* von 10 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Rauchgaszustand ist durch den in Tabelle 4.17 angegebenen Auslegungswert definiert. Die nach der Entstaubung angeordnete nasse Entschwefelung scheidet je nach Partikelgröße über 50 % des im Rauchgas noch enthaltenen Staubes ab [29, S. 116, Tabelle 3.14]. Um den oben genannten Auslegungswert des Referenzkraftwerkes einzuhalten, ist es ausreichend, die Entstaubung auf die *Partikel-Konzentration nach Entstaubung* von 20 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Rauchgaszustand auszulegen.

Das simulierte Roh-Rauchgas nach dem Rauchgas-Luftvorwärmer hat folgende Eigenschaften:

- Wasserdampfgehalt des Rauchgases: 6,8 Vol.-%  
     ⇨ Wasserdampftaupunkt des Rauchgases ca. 38°C
- Schwefeltrioxidkonzentration: 3 ppm und
- Rauchgastemperatur: 110°C.

Aus diesen Werten wird der elektrische Staubwiderstand auf Basis der Abbildung 2.5 mit ca. 10<sup>10</sup> Ohm\*cm ermittelt, mit der Folge, dass die Abscheidebedingungen in einem solchen Rauchgas als gut einzustufen sind.

Werden die Literaturangaben zum Leistungsbedarf des Elektrofilters aus Tabelle 2.8 auf den Rauchgasvolumenstrom von 2,16 Mio. m<sup>3</sup>/h oder 1,51 Mio. Nm<sup>3</sup>/h und die Bruttoleistung des Referenz-Kraftwerkes von 600 MW<sub>el</sub> umgerechnet, beträgt der Streuungsbereich der Literaturdaten von 0,2 bis 18 kW<sub>el</sub> pro Megawatt installierter Leistung, wobei die Werte im unteren Bereich häufiger auftreten. Unter Berücksichtigung des geringen abzuschneiden Flugasche-massenstroms von 6,2 kg/s und der oben beschriebenen guten Abscheidebedingungen wird für die Entstaubung in dieser Arbeit der *Leistungsbedarf* von 1,0 kW<sub>el</sub>/MW<sub>el</sub> oder 0,1 % der Kraftwerksbruttoleistung aus dem unteren Bereich der Literaturdaten angenommen. Aufgrund der niedrigeren Gasgeschwindigkeit des Rauchgases aus der Steinkohlefeuerung im Elektrofilter von 1,1 bis 1,3 m/s [14, S. 739], [32, S. 740] wird der *Druckverlust* im Elektrofilter



mit 4 mbar als Mittelwert des Datenbereiches aus Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“ angenommen.

### Entschwefelung

Die Umsetzung der Schwefeloxide in Gips und CO<sub>2</sub> wird im Modul **Entschwefelung** nach Gleichung 2.5 simuliert. Die *SO<sub>x</sub>-Konzentration im Rein-Rauchgas* von 150 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Rauchgaszustand ist durch den in Tabelle 4.17 angegebenen Auslegungswert definiert. Die Entschwefelung ist das letzte Modul der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes, so dass die *SO<sub>x</sub>-Konzentration nach Entschwefelung* mit 150 mg/Nm<sup>3</sup> deren im Rein-Rauchgas entspricht.

Nach Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ beträgt der Leistungsbedarf einer Entschwefelungsanlage 1 bis 3 % der Bruttoleistung, wobei die neuen Steinkohledampfkraftwerke einen Leistungsbedarf von durchschnittlich 0,5 % der Bruttoleistung haben, vgl. Tabelle 2.8. Die in dieser Arbeit verwendete Kohle enthält nur 0,6 Gew.-% Schwefel (vgl. Tabelle 4.3) und gehört damit zu den schwefelarmen Kohlen, die in der Kontinentaleuropa verwendet werden, deren Schwefelgehalte nach [20, S. 120] im Allgemeinen im Bereich von 0,3 bis 6,6 Gew.-% liegen. Die SO<sub>x</sub>-Konzentration des Roh-Rauchgases aus der Verbrennung der oben genannten schwefelarmen Kohle beträgt unter Berücksichtigung des Schwefelumsatzgrades von 95 % (vgl. Tabelle 4.6) 1228 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub> bei 6 Vol.-% Sauerstoff oder als Emissionsfracht 553 g/s. Dies ist gering im Vergleich zu den Konzentrationen aus Tabelle 2.8 oder mit spezifischen Emissionsfrachten aus [20, S. 120] (0,5 bis 1,0 kg/GW<sub>th</sub>). Daher wird angenommen, dass der *Gesamtleistungsbedarf* der Entschwefelung des Referenz-Kraftwerkes von 0,5 % der Kraftwerksbruttoleistung ausreichend ist. Der Gesamtleistungsbedarf wird in Tabelle 4.18 in den *Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen* und der *Nebenanlagen* anhand der Parameter „abgeschiedener SO<sub>x</sub>-Massenstrom“ und „Entschwefelungsgrad“ aufgeschlüsselt. Dabei wird aufgrund des Kapitels 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ angenommen, dass der Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen 80 % des Gesamtleistungsbedarfes der Entschwefelung beträgt.

Der nach Gleichung 3.35 berechnete Entschwefelungsgrad von 87 % (vgl. Tabelle 4.17 und Tabelle 4.18) ist höher der als nach der 13. BImSchV, § 4, Abs. 1, Nr. 1, Buchstabe e, cc und bbb geforderte Schwefelabscheidegrad von 85 % [15], so dass die Anforderungen der 13. BImSchV sowohl hinsichtlich des Emissionsgrenzwertes als auch hinsichtlich des Schwefelabscheidegrades erfüllt sind.

Der *Druckverlust* des Entschwefelungsabsorbers wird mit 25 mbar als Mittelwert des in Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ genannten Bereiches festgelegt. Das Rein-Rauchgas kühlt sich infolge der nassen Entschwefelung auf die Wasserdampfsättigungstemperatur ab.

Die *Gips-Reinheit* und *Gips-Feuchte* werden aus Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ mit 95 % und 10 % entsprechend übernommen.

Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf zur Oxidation der Sulfite zu Gips beträgt nach Gleichung 2.5 ein halbes Mol O<sub>2</sub> pro Mol reduzierter Schwefeloxide oder 0,250 kg O<sub>2</sub> bzw. 1,190 kg Luft pro kg reduzierter Schwefeloxide. Aufgrund des erforderlichen Luftüberschus-

ses wird in dieser Arbeit ein spezifischer *Oxidationsluftbedarf* von 5 Nm<sup>3</sup> Luft pro kg reduzierter Schwefeloxide angenommen.

Tabelle 4.18: Aufschlüsselung des Leistungsbedarfes der Entschwefelungsanlage des Referenz-Kraftwerkes

Komponenten	Parameter	Wert	Einheit	Elektrizitätsbedarf	
				% der Bruttoleistung	kW <sub>el</sub>
Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gips-entwässerung	SO <sub>x</sub> -Massenstrom, abgeschieden	0,485	kg/s	0,1	605
Absorberumwälzpumpen	Entschwefelungsgrad	87	%	0,4	2420

Der *Prozesswasserbedarf* ergibt sich aus der Kühlung des Rauchgases von der Rauchgaseintrittstemperatur bis zur -austrittstemperatur, aus der Wasserdampfsättigung des Rauchgases bei der Rauchgasaustrittstemperatur und aus dem Wasserbedarf für die Bildung des feuchten Gipses. Durch die Gipsaufbereitung und -entwässerung entsteht *Abwasser*, das der Abwasserbehandlungsanlage zugeführt wird. Nach [20, S. 124] ist in Steinkohlekraftwerken mit 5 kg Abwasser pro kg reduzierter Schwefeloxide zu rechnen. Als *Schlamm* werden feste Rückstände aus der Abwasserbehandlung aus der Rauchgasreinigung bezeichnet. Nach [20, S. 124] ist in Steinkohlekraftwerken mit 60 g Schlamm pro kg reduzierter Schwefeloxide zu rechnen.

In Tabelle 4.19 sind die Druckverluste der einzelnen Module aus Tabelle 4.20 und Tabelle 4.9 zusammengefasst sowie deren Summe angegeben, die durch das **Rauchgasgebläse** auszugleichen ist. Der Überdruck bei der Einleitung in den Kühlturm wird mit 3 mbar angenommen. Die Wirkungsgrade des Rauchgasgebläses entsprechen denen der Primär- und Sekundärgebläse, vgl. Tabelle 4.10.

Tabelle 4.19: Auslegungsparameter des Rauchgasgebläses des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Druckverlust [mbar]		Wirkungsgrad [%]	
	einzel	gesamt	isentrop	mechanisch / elektrisch
Rauchgas-Luftvorwärmer	30			
Entstickung	6			
Entstaubung	4	68	85	95
Entschwefelung	25			
Überdruck bei der Einleitung in den Kühlturm	3			

Die Auslegungsparameter der Rauchgasreinigung sind in Tabelle 4.20 zusammengefasst.

Tabelle 4.20: Auslegungsparameter der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
Entstickung	NO <sub>x</sub> -Konzentration im Rein-Rauchgas*	150	mg/Nm <sup>3</sup>
	NO <sub>x</sub> -Konzentration nach Entstickung*	150	mg/Nm <sup>3</sup>
	Leistungsbedarf	0,1	% der Bruttoleistung
	Druckverlust	6	mbar
	NH <sub>3</sub> -Schlupf	2	ppm
	NH <sub>3</sub> -Konzentration in Trägerluft	5	Vol.-%
Entstaubung	Partikel-Konzentration im Rein-Rauchgas*	10	mg/Nm <sup>3</sup>
	Partikel-Konzentration nach Entstaubung*	20	mg/Nm <sup>3</sup>
	Leistungsbedarf	0,1	% der Bruttoleistung
	Druckverlust	4	mbar
Entschwefelung	SO <sub>x</sub> -Konzentration im Rein-Rauchgas*	150	mg/Nm <sup>3</sup>
	SO <sub>x</sub> -Konzentration nach Entschwefelung*	150	mg/Nm <sup>3</sup>
	Gesamtleistungsbedarf, davon	0,5	% der Bruttoleistung
	- Absorberumwälzpumpen	0,4	
	- Nebenanlagen	0,1	
	Druckverlust	25	mbar
	Gips-Reinheit	95	Gew.-%
	Gips-Feuchte	10	Gew.-%
	Oxidationsluftbedarf	5	Nm <sup>3</sup> /kg SO <sub>2, red.</sub>
Abwasser	5	kg/kg SO <sub>2, red.</sub>	
Schlamm	0,06	kg/kg SO <sub>2, red.</sub>	

\* Angaben für den BImSchV-konformen Rauchgaszustand: 13. BImSchV, § 2, Abs. 1 in Verbindung mit Abs. 5: Bezugswert: trockenes Rauchgas im Normzustand 273,15 K, 101,3 kPa beim Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-%.

Im nächsten Kapitel werden die Ergebnisse der Simulation des Referenz-Kraftwerkes dargestellt.

### 4.3 Ergebnisse der thermodynamischen Simulation

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der computergestützten thermodynamischen Simulation des in Abbildung 4.1 gezeigten und in Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.5 ausgelegten Referenz-Kraftwerkes dargestellt. Das Ziel ist die Ermittlung der energetischen Effizienz des Referenz-Kraftwerkes sowie der Rauchgasdaten und der Stoffbilanz als Auslegungs- und Vergleichsgrundlage des Oxyfuel-Kraftwerkes.

Das Referenz-Kraftwerk hat einen Nettowirkungsgrad von 45,90 %-Punkten und entspricht damit dem fortschrittlichen Stand der steinkohlebefeuernden Kraftwerke, vgl. Kapitel 2.1, Tabelle 2.1. Mit den in Tabelle 4.12 angegebenen Dampfparametern weist der Wasser-Dampf-Kreislauf des Referenz-Kraftwerkes einen Wirkungsgrad von 51,90 %-Punkten auf, der Kraftwerksbruttowirkungsgrad beträgt 49,57 %-Punkte. Die energetischen Parameter des Referenz-Kraftwerkes sind in Tabelle 4.21 zusammengefasst.

Tabelle 4.21: Energetische Parameter des Referenz-Kraftwerkes

Parameter	Wert	Einheit
Feuerungswärmeleistung	1210,3	MW <sub>th</sub>
Bruttoleistung	600,0	MW <sub>el</sub>
Nettoleistung	555,5	MW <sub>el</sub>
Eigenbedarf	44,5	MW <sub>el</sub>
Bruttowirkungsgrad	49,57	%-Punkte
Nettowirkungsgrad	45,90	%-Punkte

Der Eigenbedarf des Referenz-Kraftwerkes beträgt 3,67 %-Punkte oder 44,5 MW<sub>el</sub>. Die Verteilung des Eigenbedarfes nach den Prozessen des Kraftwerkes zeigt Abbildung 4.4. Der Eigenbedarf des Prozesses „Rauchgasreinigung“ mit 6,8 MW<sub>el</sub> oder 15,2 % des gesamten Eigenbedarfes wird in die Teilprozesse (Entstickung, Entstaubung und Entschwefelung) differenziert. Der Eigenbedarf der (Teil)-Prozesse in Abbildung 4.4 beinhaltet neben dem direkten Eigenbedarf auch den anteiligen Eigenbedarf der Arbeitsmaschinen für die Überwindung der Druckverluste in den jeweiligen Komponenten der (Teil)-Prozesse. Beispielsweise besteht der Eigenbedarf des Teilprozesses „Entstaubung“ aus dem Eigenbedarf des Elektrofilters und dem anteiligen Eigenbedarf des Rauchgasgebläses für den Ausgleich des Druckverlustes des Rauchgases im Elektrofilter. Der Eigenbedarf des Prozesses „Luftbereitstellung“ setzt sich aus den anteiligen Leistungen der Primär- und Sekundärluftgebläse sowie des Rauchgasgebläses für den Ausgleich des Druckverlustes der Luft in allen Luftvorwärmern und Leitungen zusammen. Die anteilige Leistung der Arbeitsmaschine wird aus dem Anteil des zu überwindenden Druckverlustes in den Komponenten des jeweiligen Prozesses zur gesamten Druckerhöhung dieser Arbeitsmaschine berechnet.

Der größte Einzelverbraucher des Referenz-Kraftwerkes ist die Speisewasserpumpe mit dem Leistungsbedarf von 20,0 MW<sub>el</sub> oder 45 % des gesamten Eigenbedarfes. Die Leistungsbedarfe der einzelnen Kraftwerkskomponenten sind im Anhang 10.4, Tabelle 10.5 dargestellt.

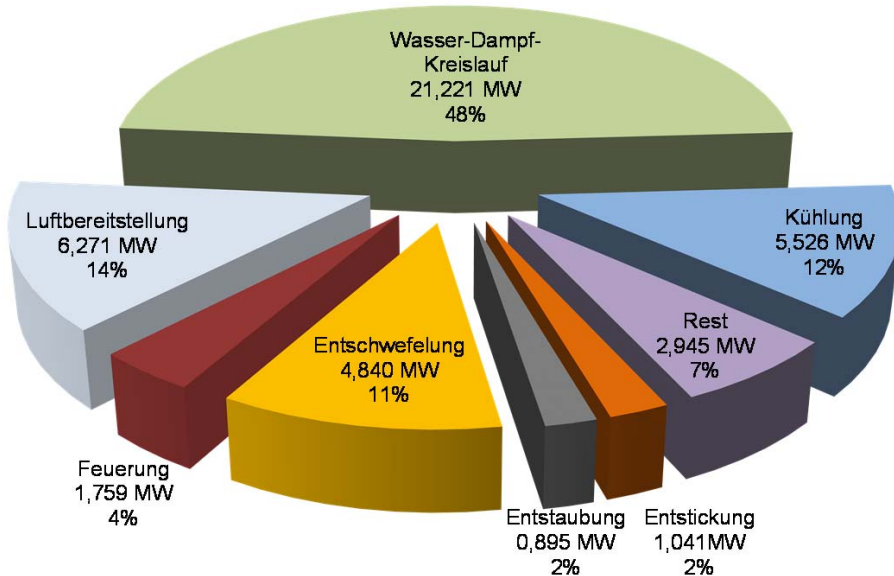


Abbildung 4.4: Eigenbedarf des Referenz-Kraftwerkes nach (Teil-) Prozessen

Die Rauchgaszusammensetzung und -parameter sowie die Schadstoffkonzentration nach der Brennkammer und nach dem jeweiligen Teilprozess der Rauchgasreinigung sind in Tabelle 4.22 angegeben. Die Parameterveränderungen in Tabelle 4.22 sind auf die Stoffumsätze, -ein- und -austräge bei der Rauchgasreinigung und bei der Luftvorwärmung zurückzuführen. Im Folgenden werden die ausgewählten Parameterveränderungen erläutert.

Die CO<sub>2</sub>-Konzentration im Rauchgas sinkt infolge des Falschlufteintrages im regenerativen Rauchgas-Luftvorwärmer (vgl. Kapitel 2.1.2 und 4.2.2 sowie Tabelle 4.9) von 15,2 auf 14,5 Vol.-%. Der CO<sub>2</sub>-Abfall beträgt damit 0,75 %, mit der Folge, dass sich der Wirkungsgrad des Dampferzeugers nach [16, S. 151] um 0,075 %-Punkte verringert. Der Falschlufteintrag erhöht den Sauerstoffvolumenanteil im trockenen Rauchgas von 2,8 auf 3,9 Vol.-% und den feuchten Rauchgasvolumenstrom im Normzustand um 5 % und verursacht damit zusätzliche Investitions- und Betriebskosten. Die weitere Absenkung der CO<sub>2</sub>-Konzentration auf 13,8 Vol.-% ist auf die Verdünnung mittels des während der Entschwefelung in das Rauchgas eingetragenen und verdampften Wassers zurückzuführen. Durch den Wasserdampfeintrag steigt der feuchte Rauchgasvolumenstrom nach der Entschwefelung im Normzustand um weitere 5 %.

Der CO<sub>2</sub>-Massenstrom des Referenz-Kraftwerkes aus der Kohleverbrennung steigt im Rauchgasweg aufgrund des Eintrages der CO<sub>2</sub>-haltigen Falschlufft und aufgrund der CO<sub>2</sub>-Bildung in der Entschwefelung gemäß Gleichung 2.4 um 0,3 % an.

Die SO<sub>x</sub>-, NO<sub>x</sub>- und Staub-Konzentrationen sind zwecks Vergleichbarkeit mit denen des Oxyfuel-Kraftwerkes sowohl in Milligramm pro Normkubikmeter im trockenen Zustand, als

auch im BImSchV-konformen Zustand<sup>22</sup> angegeben. Die Schadstoffkonzentrationen nach dem jeweiligen Teilprozess der Rauchgasreinigung sind als Zielwerte durch die Spezifikation der Rauchgasreinigung in Tabelle 4.17 sowie durch die Festlegungen in Kapitel 4.2.5 definiert. Die Angabe des Sauerstoffvolumenanteils im trockenen Rauchgas dient der Umrechnung der Schadstoffkonzentrationen aus dem tatsächlichen in den BImSchV-konformen Zustand gemäß Gleichung 3.33. Die Rauchgastemperatur nach der Brennkammer ist in Tabelle 4.6 vorgegeben, die übrigen Temperaturen stellen sich prozessbedingt ein.

Tabelle 4.22: Rauchgasparameter des Referenz-Kraftwerkes

Parameter		Einheit	Rauchgas nach				
			Brennkammer	Entstickung	Rauchgas-Luftvorwärmer	Entstaubung	Entschwefelung
N <sub>2</sub>		Vol.-%	74,13	74,13	74,29	74,29	70,08
CO <sub>2</sub>		Vol.-%	15,24	15,23	14,49	14,49	13,77
O <sub>2</sub>		Vol.-%	2,62	2,61	3,51	3,51	3,42
H <sub>2</sub> O		Vol.-%	7,04	7,07	6,77	6,77	11,11
Ar		Vol.-%	0,89	0,89	0,89	0,89	0,85
O <sub>2</sub>		Vol.-%, tr.	2,82	2,81	3,76	3,76	3,85
Rauchgas-massenstrom	gasförmig	kg/s, f.	524	524	550	550	569
	mit Flugstaub	kg/s, f.	530	530	556	550	569
Rauchgasvolumenstrom		m <sup>3</sup> /s, f.	2115	948	599	612	510
		Nm <sup>3</sup> /s, f.	400	400	420	421	444
		Nm <sup>3</sup> /s, tr.	372	372	392	392	392
CO <sub>2</sub> -Massenstrom		kg/s	117,276	117,276	117,289	117,289	117,625
SO <sub>x</sub>		mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	1490	1490	1412	1412	172
		mg/Nm <sup>3</sup> (*)	1229	1229	1228	1228	150
NO <sub>x</sub>		mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	560	182	173	173	172
		mg/Nm <sup>3</sup> (*)	462	150	150	150	150
Staub		mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	16711	16711	15836	24	12
		mg/Nm <sup>3</sup> (*)	13786	13781	13779	20	10
Rauchgastemperatur		°C	1200	383	110	110	48

(\*) BImSchV-konform

Das Referenz-Kraftwerk emittiert 762 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>el, Netto</sub>.

<sup>22</sup> Als BImSchV-konformes Rauchgas wird das Rauchgas nach der 13. BImSchV, § 2, Abs. 1 in Verbindung mit Abs. 5, Nr. 2 bezeichnet, also das trockene Rauchgas im Normzustand (273,15 K, 101,3 kPa) und beim Bezugssauerstoffgehalt von 6 Vol.-%.

## 4.4 Zusammenfassung

Die Grundlage des Referenz-Kraftwerkes bildet das Steinkohlekraftwerkskonzept „Referenzkraftwerk NRW“ aus der gleichnamigen Studie, welches ein fortschrittliches und heute baubares Steinkohledampfkraftwerk der 600 MW-Klasse zur Stromerzeugung repräsentiert. Das Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung stellt die Basis und Vergleichsgrundlage für die Definition und thermodynamische Analyse der Oxyfuel-Kraftwerke dar.

Die Definition des Referenz-Kraftwerkes berücksichtigt die Anforderungen der Modellierungsmethode aus Kapitel 3.2 hinsichtlich der Vergleichbarkeit der Ablaufstruktur zwischen den unterschiedlichen Kraftwerken und beinhaltet die modulweise Quantifizierung der Auslegungsparameter mittels Literatur und anhand des Standes der Technik aus Kapitel 2.1. Bei größeren Wertebereichen und / oder fehlenden Daten wird eigene Abschätzung und Auslegung durchgeführt.

Das Referenz-Kraftwerk zeichnet sich aus durch

- die fortschrittlichen Dampfparameter 285 bar / 600°C / 620°C
- den niedrigen Kondensatordruck von 45 mbar
- die Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine mit dem Wirkungsgrad von bis zu 93,8 %
- die 8-stufige Vorwärmstrecke mit dem externen Enthitzer mit der Speisewassereintrittstemperatur von 303,4°C
- die Kreislaufkühlung mit Naturzug-Nasskühlturm
- die Luftvorwärmung in einem Regenerativ-Luftvorwärmer auf 350°C
- die mit 115°C niedrige Rauchgastemperatur nach dem Luftvorwärmer
- das Wärmeverschiebesystem zur Nutzung von Mühlenluftwärme
- die Rauchgasreinigung aus selektiver katalytischer Entstickung mittels Ammoniaklösung, kalter elektrischer Entstaubung und nasser Entschwefelung mittels Kalksteinsuspension
- die Ableitung des bis auf die Grenzwerte der 13. BImSchV gereinigten Rauchgases über den Kühlturm

Der Nettowirkungsgrad des Referenz-Kraftwerkes beträgt 45,9 %-Punkte. Den größten Anteil des elektrischen Eigenbedarfes von insgesamt 3,7 %-Punkten hat der Wasser-Dampf-Kreislauf mit 48 %. Die Luftbereitstellung, Rauchgasreinigung und Kühlung tragen mit jeweils zwischen 12 und 15 % zum Eigenbedarf bei.

Der CO<sub>2</sub>-Gehalt im Rauchgas sinkt infolge des Eintrages der Falschlufft und infolge der Wasserdampfsättigung in der Rauchgasreinigung von 15,2 Vol.-% nach dem Dampferzeuger auf 13,8 Vol.-% nach der Entschwefelung. Der größte Rauchgasbestandteil ist der Luftstickstoff mit 70,1 Vol.-%.

Das Referenz-Kraftwerk emittiert 762 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>el, Netto</sub>.

## 5 Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk

Das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk (im Weiteren auch als Basiskraftwerk genannt) stellt ein Oxyfuel-Kraftwerk mit der membran- und vakuumbasierten Sauerstoffbereitstellung dar, vgl. Definition in Kapitel 1.3. In diesem Kapitel wird das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung entsprechend der in Kapitel 3.2 dargestellten Modellierungsmethode thermodynamisch analysiert.

In Kapitel 5.1 wird das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk definiert. Die Ergebnisse der computergestützten Simulation werden in Kapitel 5.2 dargestellt. Aus methodischen Gründen und um Wiederholungen zu vermeiden, werden die Ergebnisse der Auslegung der ausgewählten Komponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes im Kapitel 6 „Optimierung der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes“ bedarfsgerecht gezeigt. Eine Zusammenfassung der Komponentengrößenabschätzung des Basiskraftwerkes ist in Tabelle 6.31 dargestellt.

### 5.1 Definition und Beschreibung

Die Ablaufstruktur, Parameter und Kraftwerkskomponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes orientieren sich an den derzeitigen Stand der Kraftwerkstechnik und der Oxyfuel-Forschung. Tabelle 5.1 vergleicht Merkmale des Referenz-Kraftwerkes aus Kapitel 4.2, Tabelle 4.4 und des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes. Die Ablaufstruktur des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes mit Angabe einzelner Prozesse in roter Umrahmung und roter Schrift ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

In den Kapiteln 5.1.1 bis 5.1.6 wird das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk prozessweise definiert. Die einzelnen Kapitel sind wie folgt aufgebaut:

- Prozessbeschreibung, falls diese von der des Referenz-Kraftwerkes abweicht, ggf. mit der Ablaufstruktur, soweit sie aus Abbildung 5.1 nicht ersichtlich ist
- tabellarische Prozessstruktur mit Angabe der Module und ggf. der Teilprozesse
- modulweise Quantifizierung der Auslegungsparameter. Die Parameterwerte des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes entsprechen denen des Referenz-Kraftwerkes, soweit dies auslegungsbedingt zulässig ist. Andernfalls wird eigene Komponentenauslegung durchgeführt und gesondert gekennzeichnet. Bei gleichartigen Prozessen basiert die Quantifizierung der Auslegungsparameter des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes auf den Daten und Simulationsergebnissen des Referenz-Kraftwerkes. Die oxyfuelprozess- und membranspezifischen Auslegungsparameter werden mittels Literatur quantifiziert.
- tabellarische Zusammenfassung der nach Modulen geordneten Auslegungsparameter im Vergleich zu denen des Referenz-Kraftwerkes. Bei hinzugekommenen Modulen entfällt der Vergleich.



Tabelle 5.1: Vergleich der Merkmale des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Prozesse	Merkmal	
	Referenz-Kraftwerk	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
Feuerung	Steinkohlestaubfeuerung mit trockenem Ascheabzug	
	Kohlezerkleinerung in einer Walzmühle	
	Trocknung mittels der / des vorgewärmten Primärluft	
		zurückgeführten Rauchgases
	Regelung der Trocknung mittels Mühlenluft-Speisewasservorwärmers	
		Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers
Regelung der Sichtertertemperatur mittels Speisewassers und kalter Luft		
	Speisewassers	
Nassentascher mit Durchlaufkühlung		
Luft- / Oxidansbereitstellung	Primär- und Sekundärluft-ansaugung aus Umwelt	Gemisch aus zurückgeführtem Rauchgas und Sauerstoff
		primäre Rauchgasrückführung: kalt entwässert
		sekundäre Rauchgasrückführung: kalt entstaubt
	-----	membran- und vakuumbasiert (Oxy-Vac-Jül-Konzept)
	regenerativer Rauchgas-Luftvorwärmer	regenerativer Rauchgas-Oxidansvorwärmer
Wasser-Dampf-Kreislauf	Zwangsdurchlauf im Einzugsdampfzerzeuger	
	Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine, Kondensator, Speisewasserbehälter, 8 Vorwärmstufen, externer Enthitzer, Speisewasserpumpe, 3 Kondensatpumpen, Mühlenluft-/oxidans-Speisewasservorwärmer	
	Dampf-Luftvorwärmer	dampfbeheizte Adsorberregeneration
Kühlsystem	Naturzug-Nasskühlturm	
	mit Rauchgaseinleitung	ohne Rauchgaseinleitung
Rauchgasreinigung / Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases	kalte elektrische Entstaubung	
	nasse Entschwefelung mittels Kalksteinsuspension und interner Oxidation	
		externer Oxidation
	-----	Entwässerung mittels Mischkondensation durch Kühlwasserkühlung
	selektive katalytische Entstickung mittels Ammoniaklösung	Hochdruckentstickung mittels Ammoniak-Wäsche
	-----	adsorptive Wasserdampfentfernung mittels Silikagel
-----	Fremdgasabtrennung durch partielle Kondensation	
CO <sub>2</sub> -Verdichtung	-----	8 stufige CO <sub>2</sub> -Verdichtung mit Zwischenkühlung, nach den ersten vier Stufen mittels Mischkondensation

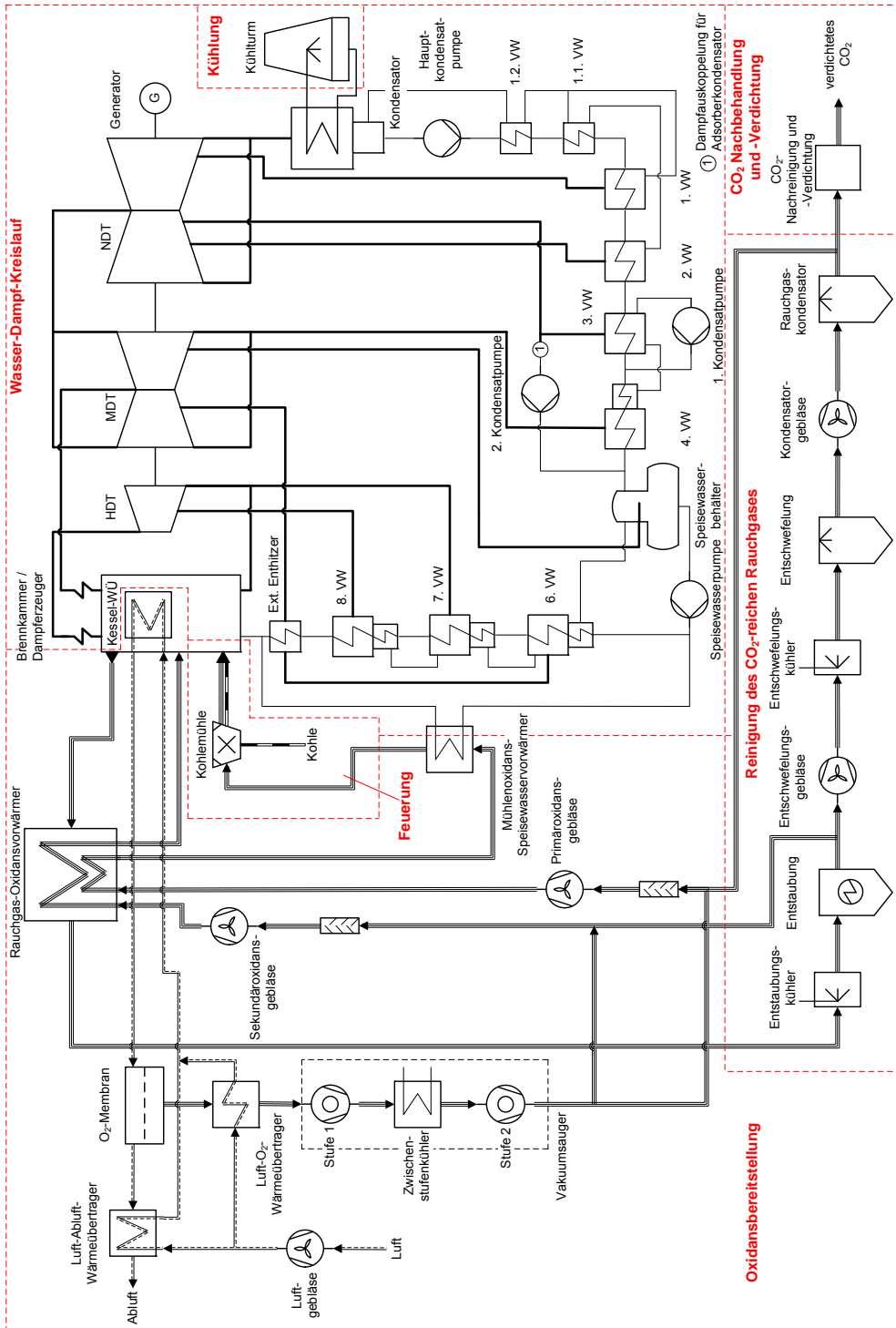


Abbildung 5.1: Ablaufstruktur des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

### 5.1.1 Feuerung

Die Ablaufstruktur, die Teilprozesse und Module der Feuerung des Oxyfuel-Kraftwerkes sowie deren Aufgaben unterscheiden sich nicht von denen des Referenz-Kraftwerkes aus Tabelle 4.5. Der einzige Unterschied ist die Kohletrocknung mittels des zurückgeführten Rauchgases, vgl. Kapitel 2.2.1 sowie Tabelle 5.1. Im Weiteren werden die abweichenden Auslegungsparameter modulweise erläutert.

Im Modul **Mahlrocknung mit Staubförderung** wird die Kohle mittels des Gemisches aus dem zurückgeführten Rauchgas und dem für die Feuerung bereitgestellten Sauerstoff getrocknet und zu den Brennern transportiert. Die Parameter des Primäroxidanses müssen deshalb die Kriterien der Tabelle 2.18, in Kapitel 2.2.1, Abschnitt „Kohletrocknung mit Rauchgas“ erfüllen. Die Primäroxidansbereitstellung ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

Da die Kohle mit der des Referenz-Kraftwerkes identisch ist, entsprechen die Parameter

- Leistungsbedarf der Mahlanlage
- Staubsättigung für den pneumatischen Transport der Kohle
- Sichtertemperatur
- spezifischer Wärmebedarf für die Kohletrocknung

denen des Referenz-Kraftwerkes.

Die *Primäroxidantemperatur* wird nach Gleichung 3.3 berechnet, wobei anstelle von Primärluftparametern sinngemäß Primäroxidansparameter verwendet werden. Die Dichte des aus dem Gemisch des Rauchgases und des Sauerstoffes bestehenden Oxidanses des Oxyfuel-Kraftwerkes bei der Sichertemperatur von 100°C und dem Sichterzustand von 1,03325 bar ist mit 1,293<sup>23</sup> kg/m<sup>3</sup> um 35 % höher als die Dichte der Trägerluft im Referenz-Kraftwerk mit 0,958 kg/m<sup>3</sup>. Daher wird im Oxyfuel-Fall ein höherer Rauchgasmassenstrom als Trägergas für den Kohletransport in den Staubleitungen zu den Brennern als im Luftfall benötigt. Um die Sichtertemperatur von 100°C nicht zu überschreiten, ist das Rauchgas als Trägergas zur Kohletrocknung mit 215°C kälter als die Luft im Referenz-Kraftwerk mit 275°C. Auf die Regelung der Sichtertemperatur mittels des kalten Rauchgases wird verzichtet.

Alle Parameter der **Brennkammer** des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes bis auf Falschlufft entsprechen denen des Referenz-Kraftwerkes, daher wird hier auf die weiterführende Beschreibung verzichtet.

Als Falschlufft wird der unkontrollierte Lufteinbruch aufgrund der Unterdruckfahrweise der Feuerung definiert, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Minimierung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Strom“. Der Falschluffeintrag wird in Prozent der Rauchgasmenge nach dem Dampferzeuger bemessen und mit 2 % konservativ (dreifache Menge der Vattenfall-Pilotanlage, vgl. Kapitel 2.2.7) angenommen.

---

<sup>23</sup> Je nach Konfiguration und Betriebspunkt des Oxyfuel-Kraftwerkes sind die Zusammensetzung des Rauchgases zur Kohletrocknung sowie seine Dichte geringfügig unterschiedlich. Der angegebene Wert bezieht sich auf das Basiskraftwerk im Betriebspunkt „Sauerstoffabtrenngrad 60%“.

Die Auslegungsparameter der Feuerung sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst und mit denen des Referenz-Kraftwerkes aus Tabelle 4.6 verglichen. Das Referenz-Kraftwerk wird in den folgenden Tabellen als RKW und das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk als Oxy abgekürzt.

Tabelle 5.2: Auslegungsparameter der Feuerung des Oxyfuel-Kraftwerkes

Modul	Parameter	RKW	Oxy	Einheit
Mahltrocknung mit Staubbörde- rung	Leistungsbedarf der Mahlanlage	8		kWh <sub>el</sub> /t <sub>Kohle</sub>
	Druckverlust der Mahlanlage und Staubleitungen	100		mbar
	Primäroxidansparameter			
	- spezifischer Trocknungswärmebedarf	258,4		kJ <sub>th</sub> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Staubsättigung inkl. Wasserdampf	0,50		kg <sub>Kohle</sub> /m <sup>3</sup>
	- spezifischer Volumenbedarf	1,78		m <sup>3</sup> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Sichtertemperatur	100		°C
- Temperatur vor Mühle	275	215	°C	
- Kaltluftanteil an der Gesamtluft	2	---	%	
Brennkammer	Feuerungswärmeleistung	1210,3		MW <sub>th</sub>
	Kohlebedarf	48,935		kg/s
	Druckverlust des Primär- und Sekundäroxidanses im Brenner, jeweils	20		mbar
	Verbrennungsprodukte	min $\Delta \bar{G}_R$		-----
	Brennkammerendtemperatur	1200		°C
	Kalorische Verbrennungstemperatur	2104		°C
	Brennstoffumsatz			
	- Kohlenstoff	0,997		-----
	- Schwefel	0,95		-----
	Kesselascheanteil an der Gesamtasche	0,15		-----
	Aschezusammensetzung	vgl. Tabelle 4.7		
	Strahlungsverluste	2,535		MW <sub>th</sub>
	Kesselascheverluste	1,355		MW <sub>th</sub>
Falschluff	---	2	%	

Im nächsten Kapitel wird der Prozess der Oxidansbereitstellung beschrieben.

### 5.1.2 Oxidansbereitstellung

Gemäß Kapitel 2.2.2 besteht die Oxidansbereitstellung aus der Sauerstoffbereitstellung und der Rauchgasrückführung. Unter Verwendung der Definitionen in Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Rauchgasrückführung“ wird die Oxidansbereitstellung in folgende Teilprozesse unterteilt:

- Sauerstoffbereitstellung
- Primär-Rauchgasrückführung
- Sekundär-Rauchgasrückführung.

Im Teilprozess „Sauerstoffbereitstellung“ wird der Sauerstoff aus Frischluft nach dem in Kapitel 2.3.3 und in Tabelle 2.40 beschriebenen Oxy-Vac-Jül-Konzept gewonnen. Die Frischluft wird durch die Wärmerückgewinnung aus der sauerstoffarmen Abluft sowie aus dem abzukühlenden Sauerstoff auf 800°C erwärmt. Die Frischluft wird auf die Betriebstemperatur der Membran von 850°C mittels des Rauchgases aus der Verbrennung oberhalb der Brennkammer aufgeheizt. Die Druckverluste in der Membran und in den Wärmeübertragern werden mittels des auf der kalten Seite der Frischluftzufuhr platzierten Luftgebläses ausgeglichen. Der abgetrennte Sauerstoff wird mittels des Vakuumsaugers mit einer einfachen Zwischenstufenkühlung gefördert.

Im Teilprozess „Primär-Rauchgasrückführung“ wird das Rauchgas zur Kohletrocknung und -förderung bereitgestellt und mit einem Teil des Sauerstoffes vermischt. Die in Tabelle 5.2 definierte Sichertemperatur von 100°C liegt unter dem Taupunkt des Roh-Rauchgases von 143°C (vgl. Kapitel 5.1.5, Tabelle 5.9) und erfordert deshalb die Entstaubung und Entschwefelung des Roh-Rauchgases, um die Schwefelsäurekorrosion in den Kohlemühlen zu minimieren. Da das gereinigte Rauchgas nach der Entschwefelung bei ca. 70°C mit dem Wasserdampf gesättigt ist (vgl. Kapitel 5.1.5, Tabelle 5.14), besteht die Gefahr der Wasserdampfkondensation in der Rauchgasleitung zum Primäroxidansgebläse. Daher wird das Rauchgas zur Primär-Rauchgasrückführung erst nach der Rauchgaskondensation bei 30°C dem Hauptrauchgasstrom entnommen. Bei der Primär-Rauchgasrückführung handelt es sich deshalb um die kalte entwässerte Rauchgasrückführung, vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Rauchgasrezirkulation“, Abbildung 2.9. Das zurückgeführte Primär-Rauchgas wird nach dem Vermischen mit dem Teil-Sauerstoffstrom im nachfolgenden Rauchgas-Oxidansvorwärmer mittels des Roh-Rauchgasstromes erwärmt. Vor den Kohlemühlen wird das Primäroxidans in einem Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer mittels des regelbaren Speisewasserstromes zwecks der Einstellung der oben genannten Sichteraustrittstemperatur zurückgekühlt.

Die Sekundär-Rauchgasrückführung dient der Abkühlung der Brennkammer. Der Massenstrom der Sekundär-Rauchgasrückführung wird so bemessen, dass die kalorische Verbrennungstemperatur wie bei Referenz-Kraftwerk bei 2104°C liegt, vgl. Kapitel 4.2.1 und 5.1.1, Tabelle 5.2. Die Sekundär-Rauchgasrückführung ist im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk als kalte entstaubte Rückführung ausgeführt, vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Rauchgasrezirkulation“, Abbildung 2.9. Nach der Entstaubung wird das zurückzuführende Rauchgas dem Hauptrauchgasstrom entnommen und mit Sauerstoff vermischt. Vor dem Eintritt in die Brennkammer wird das Gemisch aus Rauchgas und Sauerstoff im Rauchgas-Oxidansvorwärmer mittels des Roh-Rauchgases aufgewärmt. Das Sekundäroxidansgebläse befindet sich auf der kalten Seite des Gemisches aus Rauchgas und Sauerstoff.

In Tabelle 5.3 sind die Teilprozesse und Module der Oxidansbereitstellung sowie deren Aufgaben zusammengefasst.

Tabelle 5.3: Teilprozesse und Module der Oxidansbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Sauerstoffbereitstellung	Luftgebläse	Ausgleich der Druckverluste auf der Luftseite der Sauerstoffbereitstellungsanlage
	Luft-Abluft-Wärmeübertrager	Erwärmen der Luft / Wärmerückgewinnung aus der sauerstoffarmen Abluft
	Luft-O <sub>2</sub> -Wärmeübertrager	Erwärmen der Luft / Abkühlen des Sauerstoffes vor dem Vakuumsauger
	Kessel-Wärmeübertrager	Erwärmen der Luft auf die Betriebstemperatur der Membran
	O <sub>2</sub> -Membran	Abtrennen des Sauerstoffes
	Vakuumsauger	Bereitstellen der Triebkraft für den Sauerstofftransport
	Zwischenstufenkühler	Sauerstoffkühlung zwischen der ersten und zweiten Stufe des Vakuumsaugers
Primär-Rauchgasrückführung	Primäroxidansgebläse	Überwinden der Druckverluste auf der Primäroxidansseite und in den Kohlemühlen
	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	Rückkühlen des Primäroxidanses durch regelbare Speisewasservorwärmung
Sekundär-Rauchgasrückführung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	Erwärmen des Primär- und Sekundäroxidanses / Abkühlen des Rauchgases vor der Entstaubung
	Rauchgasrückführgebläse	Ausgleich der Druckverluste auf der Sekundäroxidansseite

Die Modellierung der Membran ist in Kapitel 3.2.3.4 beschrieben, der Module der Wärmeübertragung und Arbeitsmaschinen – in Kapiteln 3.2.3.5 und 3.2.3.6. Im Weiteren werden die nach Teilprozessen und Modulen geordneten Auslegungsparameter quantifiziert.

Die globale Oxidanzahl stellt ein Summenwert des Sauerstoffmassenstromes aus der Sauerstoffbereitstellung sowie der Primär- und Sekundärrauchgasrückführung dar, vgl. Kapitel 2.2.2. Die *globale Oxidanzahl* bezieht sich deshalb auf den gesamten Oxidansbereitstellungsprozess, ist teilprozessunabhängig und wird analog zur Luftzahl in Kapitel 4.2.2 mit 1,15 definiert.

### Sauerstoffbereitstellung

Aufgrund der in Kapiteln 2.3.1 und 2.3.2 beschriebenen 100 %-ig selektiven Permeation von Sauerstoff durch die Membran wird die Sauerstoffreinheit mit 100 % angenommen. Des Weiteren wird angenommen, dass die Sauerstoffbereitstellung inklusive der Peripherieeinrichtungen trotz des Vakuums auf der Permeatseite leakagefrei ist.

Die Betriebstemperatur der BSCF-Membran wird mit 850°C definiert und liegt im Wertebereich des Kapitels 2.3.2. Die Triebkraft für den Sauerstofftransport wird durch den *Sauerstoff-Partialdruckverhältnis* beschrieben (vgl. Kapitel 2.3.2) und im Basiskraftwerk mit *1,1 auf der Retentatseite der Membran* definiert. Der in Kapitel 3.2.3.4 definierte *Sauerstoffabtrenngrad* wird zwecks der Berechnung des optimalen Betriebspunktes zwischen 0,3 und 0,8 variiert, was gleichbedeutend mit 30 bis 80 % ist. Die *Sauerstofferzeugungsleistung* der Membraneinheit wird nach Gleichung 3.16 berechnet. Der Druckverlust eines Membranmoduls auf der Feed-Retentat-Seite der Membran hängt vom Konzept des Membranapparates (beispielsweise Röhren- oder Multikanal oder Plattenkonzeptkonzept), seinen Anschlüssen sowie von den Betriebsbedingungen (Sauerstoffabtrenngrad, Gasgeschwindigkeit, Sauerstoff-Partialdruckverhältnis) ab. Erfahrungsgemäß ist der Druckverlust des Membranmoduls gering. Beispielsweise wurde im Rahmen des Projektes HETMOC der Druckverlust für einen Röhren- und Plattenkonzept mit der Packungsdichte von 200 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> in Höhe von nur 1,6 Pa und für ein Röhrenkonzept in Höhe von nur 47,2 Pa ohne Berücksichtigung der Peripherie ermittelt. Aufgrund der Vielzahl der Einflussparameter wird in dieser Arbeit der *feedseitige Druckverlust* mit 2 % des Eintrittsdruckes angenommen. Beim Betrieb unter atmosphärischem Druck würde dies einen Druckverlust von 2000 Pa bedeuten, so dass dadurch auch der Druckverlust der Sauerstoffleitungen auf der Permeatseite der Membran abgedeckt ist.

An den **Vakuumsauger** werden seitens des Oxy-Vac-Jül-Prozesses die in Tabelle 5.4 aufgelisteten Anforderungen gestellt. Die dort genannten Datenbereiche stellen entweder die prozessbedingten Randbedingungen oder Simulationsergebnisse dar.

Tabelle 5.4: Anforderungen an Vakuumsauger des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes

Parameter	Einheit	Datenbereich	Einflussfaktor
Fördermassenstrom	kg/s	98 – 103	Kohlezusammensetzung Rauchrückführrate Restsauerstoffgehalt nach Feuerung
Vakuumniveau	mbar	50 – 200	Sauerstoffabtrenngrad Sauerstoffpartialdruckverhältnis am Membranende
Gesamtverdichtungsverhältnis	-----	5 – 20	Vakuumniveau Enddruck
Enddruck	bar	1,013	Prozesswahl (Oxy-Vac-Jül-Konzept)
Gasaustrittstemperatur	°C	200 – 300	Gesamtverdichtungsverhältnis Gefahr der Sauerstoffkorrosion

Für die Sauerstoffförderung unter den oben beschriebenen Anforderungen eignen sich Axialkompressoren, wie beispielsweise Kompressoren der STC-SX-Serie der Siemens AG [129, S. 4], wobei die Anwendung eines Kompressors als Vakuumsauger für die Förderung des Sauerstoffes keine Standardanwendung ist [130]. Um niedrigere als derzeit realisierbaren Saugdrücke von 0,25 bar zu erzielen, muss der Vakuumsauger jedoch umgerüstet werden [129, S. 4]. Sein derzeitiger Wirkungsgrad liegt bei 72 bis 80 %, wobei der obere Wert eher ein Entwicklungspotential darstellt [130]. Hier wird ein polytroper Wirkungsgrad von 80 % angenommen, damit die Vakuumsauger bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen vergleichbar bleiben, was beim isentropen Wirkungsgrad nicht der Fall ist. Der mechanisch / elektrische Wirkungsgrad der großen Verdichter wird mit 95 % beziffert [18, S. P 31]. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt 76 % und liegt im oben angegebenen Bereich.

Die Gasaustrittstemperatur eines Kompressors der STC-SX-Serie ist auf 350°C begrenzt [129, S. 4]. Nach Berufsgenossenschaftlicher Vorschrift für Sicherheit und Gesundheit bei der Arbeit dürfen C-Stähle bei der Sauerstofftemperatur von über 200°C nicht verwendet werden [131, S. 9-10, § 10]. Daher ist davon auszugehen, dass im Sauerstoffkompressor wie für Rohrleitungen austenitische nicht rostende Cr-Ni-Stähle mit einem Masseanteil an Chrom und Nickel von zusammen mindestens 22 % verwendet werden müssen [131, S. 8, § 10], beispielsweise X6CrNiTi1810, [132, S. 146]. Besondere Schutzmaßnahmen für Turboverdichter nach [131, § 24] werden voraussichtlich nicht benötigt, da der Verdichtungsdruck im Oxy-Vac-Jül-Konzept 1 bar ist. Um die Gasaustrittstemperatur bis 350°C einzuhalten, ist je nach Gesamtverdichtungsverhältnis eine Zwischenstufenkühlung erforderlich, vgl. dazu Modul „Zwischenstufenkühler“. Beim Vakuumsauger des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes handelt es sich deshalb um einen Axialkompressor mit einer einfachen Zwischenstufenkühlung.

Zwecks Wärmerückgewinnung aus der sauerstoffarmen Abluft und aus dem Sauerstoff werden im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk rekuperative **Luft-Abluft- und Luft-Sauerstoff-Wärmeübertrager** verwendet. Die Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen der Wärmeübertrager im Kraftwerksmaßstab zeigen, dass bei den rekuperativen Gas-Gas-Wärmeübertragern bei ca. 1 bar von einer Grädigkeit von 50 bis 60 K ausgegangen werden kann [14, S. 592], [17, S. 218], [24, S. 99-100]. Daher wird für Module Luft-Abluft- und Luft-Sauerstoff-Wärmeübertrager eine *Grädigkeit* von 50 K auf der heißen Seite angenommen. Der übertragene Wärmestrom, der beim Luft-Abluft-Wärmeübertrager je nach dem Sauerstoffabtrenngrad zwischen 380 und 1150 MW<sub>th</sub> variiert, liegt in der Größenordnung mittlerer und großer Abwärme-Dampferzeuger. In Anlehnung an die ausgeführten Abwärme-Dampferzeuger aus [14, S. 605] wird der *Druckverlust* für beide Module mit 2 % des Absolutdruckes pro Apparatedurchgang angenommen.

Beim **Sauerstoff-Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers** wird angenommen, dass dieser als Rohrbündel-Gas-Flüssigkeit-Wärmeübertragers ausgeführt ist. Unter der Annahme, dass der k-Wert eines Rohrbündel-Gas-Flüssigkeit-Wärmeübertragers um ca. Faktor 2 bis 3 größer als der eines Gas-Gas-Wärmeübertragers ist [60, S. Cc1], verringert sich unter gleichen Rahmenbedingungen und vergleichbaren Kosten die Grädigkeit eines Gas-Flüssigkeit-Wärmeübertragers im Vergleich zum Gas-Gas-Wärmeübertrager um den entsprechenden Faktor. Daher wird für den Sauerstoff-Zwischenstufenkühler eine *Grädigkeit* von 25 K angenommen. Der *Druckverlust* auf der Gasseite wird wie bei Modulen zur Wärmerückgewinnung mit 2 % des Absolutdruckes pro Apparatedurchgang angenommen. Als Kühlmedium steht im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk das Kühlwasser des Zwischenkühlwasser-



systems mit der Vorlauftemperatur von 23°C zur Verfügung, vgl. Kapitel 5.1.4. Der Druckverlust auf der Wasserseite wird gesondert nicht erfasst, sondern durch den Eigenbedarf des Zwischenkühlwassersystems berücksichtigt, vgl. Kapitel 5.1.4.

Da die Luft im **Kessel-Wärmeübertrager** auf die Betriebstemperatur der Membran erwärmt wird, ist die Betriebstemperatur der Membran ausschlaggebend für die Charakteristik des Wärmeübertragers. Im Basisfall wird die Luft auf 850°C aufgewärmt, vgl. Modul „Membran“. Der *Druckverlust auf der Luftseite* in den Röhren wird wie bei Luft-Abluft- und Luft-Sauerstoff-Wärmeübertrager mit 2 % des Absolutdruckes pro Apparatedurchgang angenommen. Die Wärmeübertragerauslegung in [133] zeigt, dass der *Druckverlust auf der Rauchgasseite* bei den umströmten Röhren 0,2 % des Absolutdruckes oder 2 mbar beträgt.

Die Aufgabe des **Luftgebläses** ist der Ausgleich der Druckverluste auf der Luftseite der Sauerstoffbereitstellunganlage. Der Druckverlust auf der Luftseite der Sauerstoffbereitstellunganlage ergibt sich aus der Summe der Druckverluste in der Membran, im Luft-Abluft- / Luft-O<sub>2</sub>-Wärmeübertrager auf der Primär- und Sekundärseite und im Kessel-Wärmeübertrager von jeweils 2 % des jeweiligen Eintrittsdruckes, vgl. Tabelle 5.5. Da sich der Eintrittsdruck in jedem Apparat der Sauerstoffbereitstellunganlage ändert, führt die Multiplikation der prozentualen Druckverluste zu einem zu überwindenden *Gesamtdruckverlust* von 7,8 % bezogen auf den ersten Eintrittsdruck. Am Gebläse sind keine größeren konstruktiven Änderungen im Vergleich zum Luftgebläse des Referenz-Kraftwerkes zu erwarten, so dass der isentrope und der mechanisch / elektrische Wirkungsgrad des Luftgebläses denen des Referenz-Kraftwerkes gleich gesetzt wird.

Die Auslegungsparameter der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes sind in Tabelle 5.5 zusammengefasst.

Tabelle 5.5: Auslegungsparameter der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
Membran	Betriebstemperatur	850	°C
	Sauerstoff-Partialdruckverhältnis am Membranende	1,1	---
	Sauerstoffabtrenngrad	variabel: 0,3 bis 0,8	---
	Sauerstofferzeugungsleistung	Gleichung 3.16	kg/s
	Druckverlust, Feedseite	2	% des Eintrittsdruckes
	Sauerstoffreinheit	100	%
	Leckage	0	%
Vakuumsauger	Vakuumniveau	variabel	---
	Wirkungsgrad, polytrop	80	%
	Wirkungsgrad, mechanisch / elektrisch	95	%
Luft-Abluft- / Luft-O <sub>2</sub> -Wärmeübertrager	Grädigkeit, minimal	50	K
	Druckverlust, primäre Seite	2	% des Eintrittsdruckes
	Druckverlust, sekundäre Seite		
Kessel-Wärmeübertrager	Druckverlust, sekundäre Seite	0,2	
	Druckverlust, primäre Seite		
O <sub>2</sub> -Zwischenstufenkühler	Druckverlust, primäre Seite	2	
	Grädigkeit, minimal	25	K
Luftgebläse	Druckerhöhung	7,8	% des Eintrittsdruckes
	Wirkungsgrad, isentrop	85	%
	Wirkungsgrad, mechanisch / elektrisch	95	%

### Primäre und sekundäre Rauchgasrückführung

Aufgrund der in Tabelle 2.3 aufgeführten Vorteile wird im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk wie beim Referenz-Kraftwerk ein regenerativer **Rauchgas-Oxidansvorwärmer** eingesetzt. Die *Oxidanstemperatur nach Vorwärmer* sowie der *Druckverlust* auf beiden Seiten entsprechen denen des Referenz-Kraftwerkes, da der Rauchgas-Oxidansvorwärmer wie der Rauchgas-Luftvorwärmer auf der Primärseite mit dem nicht entstaubten Rauchgas beaufschlagt wird. Die *Rauchgastemperatur vor dem Vorwärmer* ist durch die Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Economiser vorgegeben (vgl. Kapitel 5.1.3) und ist mit der des Referenz-Kraftwerkes gleich. Die Auswirkungen der in Kapitel 2.1.2 beschriebenen bauartbedingten Leckagen sind beim Oxyfuel-Kraftwerk jedoch nachteiliger als beim Referenz-Kraftwerk:

- 1) Der aufwändig erzeugte und vor dem regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmer dem Rauchgas beigemischte Sauerstoff steht nach dem Primär- oder Sekundäroxidansgebläse unter höherem Druck, gelangt deshalb in das Roh-Rauchgas, welches nur zum Teil anschließend rezirkuliert wird, und steht somit dem Verbrennungsprozess nicht mehr zur Verfügung.
- 2) Der Sauerstoff im Roh-Rauchgas stellt eine Verunreinigung von CO<sub>2</sub> dar, die eliminiert werden muss, vgl. Kapitel 2.2.5, Tabelle 2.24 und Tabelle 2.25. Beim zu hohen Sauerstoffanteil im CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgas können die Zielwerte aus Tabelle 2.24 durch einfachere kryogene CO<sub>2</sub>-Nachreinigung nicht mehr eingehalten werden, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Fremdgasabtrennung“, Tabelle 2.31 und Tabelle 2.32.

Die bauartbedingten Leckagen werden durch radiale Abdichtungen mit Dichtungsversteleinrichtung und durch ein Schleußoxidansgebläse vermindert. Das Schleußoxidansgebläse saugt das Oxidans aus dem Wärmeübertrager am Eintritt in den Rauchgasstrom und führt diesen dem Oxidans wieder zu [14, S. 588-591]. Daher wird angenommen, dass die bauartbedingten Leckagen im Vergleich zu denen des Referenz-Kraftwerkes um die Hälfte reduziert werden: beim Primär- und Sekundäroxidans 5 % und 2 % entsprechend. Die Druckverluste und Oxidanstemperatur nach dem Vorwärmer entsprechen denen des Referenz-Kraftwerkes (vgl. Tabelle 4.9), da sich der Einsatz und die Betriebsweise des Wärmeübertragers nicht ändern.

Beim Rauchgas-Oxidansvorwärmer handelt es sich um ein Regenerativ-Wärmeübertrager gleicher Bauart wie der Rauchgas-Luftvorwärmer im konventionellen Kraftwerk. Für einen Rauchgas-Luftvorwärmer wird in [16, S. 151] eine Wärmeübertragungszahl von 11 bis 14 W/m<sup>2</sup>K bei der Massenstromdichte von 6 bis 8 kg/m<sup>2</sup>s angegeben. Die Alstom Boiler Deutschland GmbH teilte auf Anfrage vom 20.05.2014 [134] mit, dass der k-Wert auch ca. 25 W/m<sup>2</sup>K betragen kann, wobei zu beachten ist, dass die Auslegungen der Wärmeübertrager sehr individuell und kaum übertragbar sind [135].

Das Oxyfuel-Rauchgas nach dem Dampferzeuger besteht zu ca. 69 Vol.-% aus CO<sub>2</sub> und zu ca. 23 Vol.-% aus H<sub>2</sub>O (vgl. Kapitel 5.2.3, Tabelle 5.20) und weist im relevanten Anwendungsbereich von 200 bis 380°C im Vergleich zum Rauchgas nach dem Dampferzeuger eines konventionelles Kraftwerkes nach Kapitel 10.2, Tabelle 10.2 durchschnittlich folgende Werte auf:

- 6 % höhere Wärmekapazität
- 24 % höhere Dichte

- 7 % niedrigere dynamische Viskosität
- 6 % niedrigere Wärmeleitfähigkeit.

Die oben genannten Werte gelten für die mittlere Rauchgastemperatur von 300°C.

Bei der gleichen Geometrie und den Strömungsbedingungen führt dies im relevanten Anwendungsbereich von 200 bis 380°C zu einem um ca. 10 % höheren k-Wert des Rauchgas-Oxidansvorwärmers im Vergleich zum k-Wert des Rauchgas-Luftvorwärmers im konventionellen Kraftwerk. Für die Größenabschätzung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers wird deshalb der k-Wert in Höhe von 28 W/m<sup>2</sup>K angenommen.

Wie beim Referenz-Kraftwerk wird die Temperatur des Primäroxidanses im **Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer** mittels des regelbaren Speisewasserstromes eingestellt. Um das Primäroxidans von 350°C nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer auf 215°C zurück zu kühlen (vgl. Tabelle 5.2), werden an das Speisewasser im Vollastbetrieb 15,9 MW<sub>th</sub> übertragen. Dies ist um 265 % höher als beim Referenz-Kraftwerk, da der Rauchgasstrom zur Kohletrocknung aufgrund des in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Dichteunterschiedes mit 112,244 kg/s um 49 % größer als der entsprechende Luftstrom 75,305 kg/s. Hinzu kommt, dass der Rauchgasstrom zur Kohletrocknung tiefer als im Luftfall zurückgekühlt werden muss. Der *Druckverlust auf der Gasseite* wird durch die entsprechende Auslegung des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers gegenüber dem des Referenz-Kraftwerkes konstant gehalten, vgl. Tabelle 4.9.

Beim Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer handelt es sich um ein durch das Speisewasser durchströmtes U-förmiges Glatt-Rohrbündel mit fluchtender Anordnung im Rauchgas. Das Speisewasser weist zwischen der Speisewasserpumpe und dem Economiser eine Temperatur von 194 bis 303°C bei einem Druck von 336 bar auf. Der Aufbau, die Werkstoffwahl und die Kennzahlen des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers ähneln sich deshalb denen des Economisers eines luftbefeuterten Kraftwerkes. Aufgrund von Einsatzbedingungen, insbesondere Betriebstemperatur und -druck, wird beim Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer als Werkstoff P265GH mit der Werkstoffnummer 1.0425 eingesetzt. Mit dem üblichen Außendurchmesser von 32 mm [14, S. 579-582] beträgt die gemäß Anhang 10.6, Tabelle 10.29 berechnete Rohrwandstärke 6,5 mm. Für einen Economiser im luftbefeuterten Kraftwerk gibt [14, S. 579-582] einen k-Wert von 45 bis 55 W/m<sup>2</sup>K an. Beim im Oxyfuel-Rauchgas eingesetzten Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer wird von einem besseren Wärmeübergang im Vergleich zum Economiser des konventionellen Kraftwerkes ausgegangen, weil

- das Oxyfuel-Rauchgas aufgrund der gleichen Überlegungen wie beim Rauchgas-Oxidansvorwärmer eine um ca. 10 % bessere Wärmeübertragung als Luft-Rauchgas hat
- das Oxyfuel-Rauchgas im Vergleich zum Rauchgas um den Economiser des konventionellen Kraftwerkes entstaubt ist und
- der Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer bei geringerer Temperatur im Vergleich zum Economiser des konventionellen Kraftwerkes eingesetzt wird, mit der Folge, dass der temperaturabhängige Wärmedurchgang des Werkstoffes P265GH bei niedriger Temperatur höher ist, vgl. Anhang 10.7, Tabelle 10.31.

Daher wird beim Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer ein k-Wert von 55 W/m<sup>2</sup>K im oberen Bereich des oben angegebenen Literaturwertes angenommen.

Die Auslegungsparameter der Vorwärmer der Rauchgasrückführung sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst und mit denen des Referenz-Kraftwerkes aus Tabelle 4.9 verglichen.

Tabelle 5.6: Auslegungsparameter der Vorwärmer der Rauchgasrückführung

Modul	Parameter	RKW	Oxy	Einheit
Rauchgas-Oxidansvorwärmer	Rauchgastemperatur vor Vorwärmer	379, vgl. Kapitel 5.1.3		°C
	Oxidantemperatur nach Vorwärmer	350		°C
	Druckverlust, pro Strömungsrichtung	30		mbar
	Falschoxidansanteil aus			
	- Primäroxidans	10	5	%
- Sekundäroxidans	4	2	%	
Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	Wärmeverschiebung	6,0	15,9	MW <sub>th</sub>
	Druckverlust, Gasseite	10		mbar

Die Aufgabe von **Gebläsen** ist die *Druckerhöhung* zur Überwindung der Widerstände in den diversen Vorwärmern, Leitungen, in der Mahltrocknung und in der Entstaubung bzw. im Entstaubungskühler im Rauchgaskanal. In Tabelle 5.7 sind die Druckverluste der einzelnen Module aus Kapitel 5.1.1, 5.1.2 und 5.1.5 zusammengefasst sowie deren Summe angegeben, die mittels der Primär- und Sekundäroxidansgebläse zu kompensieren ist. Zum Vergleich ist in Tabelle 5.7 die Druckerhöhung der gleichartigen Gebläse im Referenz-Kraftwerk aus Tabelle 4.10 angegeben. Da das Sekundäroxidansgebläse des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes den Haupt-Rezirkulationskreislauf gewährleistet, und das Rauchgas für die Entstaubung im Rauchgas-Oxidansvorwärmer abgekühlt und vor der Brennkammer im gleichen erwärmt wird (vgl. auch Kapitel 5.1.5), passiert das Rauchgas den Rauchgas-Oxidansvorwärmer zwei Mal, so dass der entsprechende Druckverlust zwei Mal zu überwinden ist. Die Primär- und Sekundäroxidansgebläse befinden sich im entstaubten Rauchgas im Temperaturbereich zwischen 30 und 165 °C. Daher sind an den Gebläsen keine größeren konstruktiven Änderungen zu erwarten, so dass der *isentropen* und *mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* der beiden Gebläse denen des Referenz-Kraftwerkes gleich gesetzt werden.

Tabelle 5.7: Auslegungsparameter der Primär- und Sekundäroxidansgebläse des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Gebläse	Druckverlust [mbar]				Wirkungsgrad [%]	
	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk			RKW		
	Modul	einzel	gesamt	gesamt	isen.	mech. / el.
Primär-oxidans	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	30			85	95
	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	10				
	Mahltdrocknung	100	160	160		
	Stableitungen und Brenner	20				
Ansaugtemperatur [°C]		30		15	---	
Sekundär-oxidans	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	2 x 30			85	95
	Stableitungen und Brenner	20				
	Entstaubung	4	89	60		
	Entstaubungskühler	5				
Ansaugtemperatur [°C]		165		10	---	

Im nächsten Kapitel wird der Wasser-Dampf-Kreislauf beschrieben.

### 5.1.3 Wasser-Dampf-Kreislauf

Die Ablaufstruktur, Module und Auslegungsparameter des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes unterscheiden sich bis auf die unten aufgeführten Merkmale nicht von denen des Referenz-Kraftwerkes.

- 1) Die Änderungen des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers sind in Kapitel 5.1.2 beschrieben.
- 2) Da die Luft mittels der Rekuperatoren erwärmt wird, und die Regelung der Rauchgasaustrittstemperatur durch die dampfbeheizte Luftvorwärmung nicht mehr notwendig ist, entfällt der Dampf-Luftvorwärmer.
- 3) Zum Erwärmen des Ventgases für die Regeneration des Adsorbers in der CO<sub>2</sub>-Verdichtungseinheit (vgl. Kapitel 2.2.5 und 5.1.6) wird anstelle des Dampf-Luftvorwärmers ein Dampftrockner eingesetzt. Der Trocknungsbedarf wird in Kapitel 5.1.6 berechnet.

Der auf den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragene Wärmestrom ergibt sich aus der Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Dampferzeuger. Zwecks der Vergleichbarkeit des Rauchgasweges zwischen dem Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerk wird die Rauchgastemperatur nach dem Economiser wie beim Referenz-Kraftwerk mit 379°C definiert, vgl. Kapitel 4.2.3.

### 5.1.4 Kühlung

Die Kühlung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes hat die gleichen Aufgaben wie die des Referenz-Kraftwerkes (vgl. Kapitel 4.2.4) und besteht aus den gleichen Teilprozessen und Modulen. Jedoch erweitert sich die Ablaufstruktur um zusätzliche oxyfuelspezifische Komponenten und wird daher in Abbildung 5.2 dargestellt.

Mit dem Zwischenkühlwassersystem werden neben den kraftwerkstypischen Verbrauchern (vgl. Kapitel 4.2.4) zusätzlich der Vakuumsauger und CO<sub>2</sub>-Verdichter im jeweiligen Zwischenstufenkühler gekühlt. Das Kühlwasser für den Entstaubungs- und Entschwefelungskühler sowie für den Rauchgaskondensator wird nach der Hauptkühlwasserpumpe entnommen. Während das Kühlwasser im Entstaubungs- und Entschwefelungskühler verdampft und das Rauchgas dadurch abkühlt, wird ein Teil des erwärmten flüssigen Kühlwassers nach dem Rauchgaskondensator zusammen mit dem auskondensierten Rauchgaswasser dem Kühlturm zur Rückkühlung zugeführt.

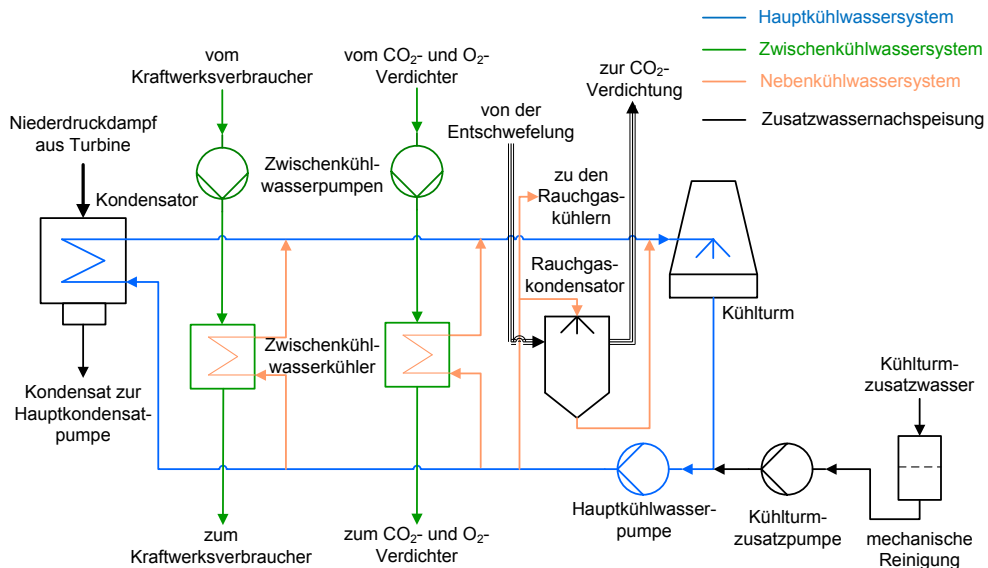


Abbildung 5.2: Ablaufstruktur des Kühlsystems des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Die Modellierung der Module der Wärmeübertragung und Arbeitsmaschinen ist in Kapiteln 3.2.3.5 und 3.2.3.6 beschrieben. Die Auslegungsparameter werden im Weiteren modulweise quantifiziert.

### Hauptkühlwassersystem

Die Auslegungsparameter bzw. die Berechnung der Auslegungsparameter des Hauptkühlwassersystems des Oxyfuel-Kraftwerkes entsprechen denen des Referenz-Kraftwerkes.

## Zwischenkühlwassersystem

Die mit dem Zwischenkühlwassersystem abgeführte *Abwärme* des Oxyfuel-Kraftwerkes umfasst die Abwärme der kraftwerkstypischen Verbraucher die auch beim Referenz-Kraftwerk anzutreffen sind, sowie die Abwärme des O<sub>2</sub>- bzw. CO<sub>2</sub>-Verdichters und des Rauchgaskondensators:

$$\dot{Q}_{ZKWS, Oxy} = \dot{Q}_{KW-Verbraucher} + \dot{Q}_{O_2-Verd.} + \dot{Q}_{CO_2-Verd.} + \dot{Q}_{RG-Kondensator} \quad 5.1$$

mit

$\dot{Q}_{ZKWS, Oxy}$	der durch das Zwischenkühlwassersystem abzuführende Abwärmestrom des Oxyfuel-Kraftwerkes
$\dot{Q}_{KW-Verbraucher}$	Abwärmestrom der kraftwerkstypischen Verbraucher
$\dot{Q}_{CO_2-Verd.}, \dot{Q}_{O_2-Verd.}, \dot{Q}_{RG-Kondensator}$	Abwärmeströme des O <sub>2</sub> - bzw. CO <sub>2</sub> -Verdichters und des Rauchgaskondensators

Die *Abwärme der kraftwerkstypischen Verbraucher* hängt in erster Linie von der Feuerungswärmeleistung ab. Da die Feuerungswärmeleistungen des Oxyfuel- und Referenz-Kraftwerkes gleich sind, entspricht diese Abwärme des Oxyfuel-Kraftwerkes der des Referenz-Kraftwerkes und beträgt somit 6,9 % der Kondensatorabwärme des Referenz-Kraftwerkes. Die *Abwärmes des O<sub>2</sub>-Vakuumsaugers* und *des CO<sub>2</sub>-Verdichters* werden nach Gleichung 3.24 und die *Abwärme des Rauchgaskondensators* nach Gleichung 3.25 berechnet.

Der *Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen* hängt in erster Linie vom durch das Zwischenkühlwassersystem abzuführenden Abwärmestrom und wird auf der Basis der Simulationsergebnisse des Referenz-Kraftwerkes berechnet:

$$P_{ZKWS, Oxy} = P_{ZKWS, RKW} \times \frac{\dot{Q}_{ZKWS, Oxy}}{\dot{Q}_{ZKWS, RKW}} \quad 5.2$$

mit

$P_{ZKWS, RKW}, P_{ZKWS, Oxy}$	Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$\dot{Q}_{ZKWS, RKW}, \dot{Q}_{ZKWS, Oxy}$	der durch das Zwischenkühlwassersystem abzuführende Abwärmestrom des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes



### Zusatzwassernachspeisung

Der *Elektrizitätsbedarf der Zusatzwassernachspeisung* hängt in erster Linie vom erforderlichen Zusatzwassermassenstrom und wird auf der Basis der Simulationsergebnisse des Referenz-Kraftwerkes berechnet:

$$P_{ZuW, Oxy} = P_{ZuW, RKW} \times \frac{\dot{m}_{ZuW, Oxy}}{\dot{m}_{ZuW, RKW}} \quad 5.3$$

mit

$P_{ZuW, RKW}$ ,  $P_{ZuW, Oxy}$       Elektrizitätsbedarf der Zusatzwassernachspeisung des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes  
 $\dot{m}_{ZuW, RKW}$ ,  $\dot{m}_{ZuW, Oxy}$       der Zusatzwassermassenstrom des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes

In Tabelle 5.8 werden Auslegungsparameter des Kühlsystems des Oxyfuel-Kraftwerkes zusammengefasst und mit denen des Referenz-Kraftwerkes aus Tabelle 4.15 verglichen.

Tabelle 5.8: Auslegungsparameter des Kühlsystems des Oxyfuel-Kraftwerkes

Modul	Parameter	RKW	Oxy	Einheit
Kühlturm	Kaltwassertemperatur	18		°C
	Abwärme	Gleichung 4.1		MW <sub>th</sub>
Kondensator	Grädigkeit am warmen Ende	2		K
	Abwärme	Gleichung 3.25		MW <sub>th</sub>
Hauptkühlwasserpumpe	Wirkungsgrad, isentrop	84		%
	Wirkungsgrad, mechanisch / elektrisch	95		%
	Druckdifferenz	3		bar
Wärmeübertrager Neben-Zwischenkühlwasser	Abwärme	Gleichung 5.1		MW <sub>th</sub>
	Aufwärmspanne des Nebenkühlwassers	5		K
	Grädigkeit	5		K
Zwischenkühlwasserpumpe	Elektrizitätsbedarf	9,3	Gl. 5.2	% des HKWS
Zusatzwasserpumpe	Elektrizitätsbedarf	100	Gl. 5.3	kW

Im nächsten Kapitel wird der Prozess der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases beschrieben.

### 5.1.5 Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases

Die Auslegung der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases wird durch den Säuretaupunkt des Rauchgases beeinflusst, der mittels Gleichung 2.9 ermittelt wird. Die H<sub>2</sub>O<sub>g</sub>- und SO<sub>3</sub>-Konzentrationen sowie der Säure- und Wasserdampftaupunkt des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und zum Vergleich des Referenz-Kraftwerkes sind in Tabelle 5.9 angegeben. Der Säuretaupunkt des Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach dem Dampferzeuger liegt aufgrund der höheren H<sub>2</sub>O<sub>g</sub>- und SO<sub>3</sub>-Konzentration um 38 K höher als der des Referenz-Kraftwerkes.

Tabelle 5.9: Wasserdampf- und Säuretaupunkte der Rauchgase des Referenz-Kraftwerkes und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach Dampferzeuger

Rauchgasparameter	Einheit	Referenz-Kraftwerk	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
H <sub>2</sub> O <sub>g</sub>	Vol.-%	6,8	22,7
SO <sub>3</sub>	ppm	3,0	8,9
Wasserdampftaupunkt	°C	38	63
Säuretaupunkt	°C	105	143

Entsprechend dem derzeitigen Wissensstand der Oxyfuel-Forschung aus Kapitel 2.2.5 besteht die Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases aus folgenden Teilprozessen:

- Entstaubung
- Entschwefelung und
- Rauchgaskondensation.

Die Ablaufstruktur der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases mit der Angabe der simulierten In- und Outputströme ist in Abbildung 5.3 dargestellt und wird im Weiteren beschrieben.

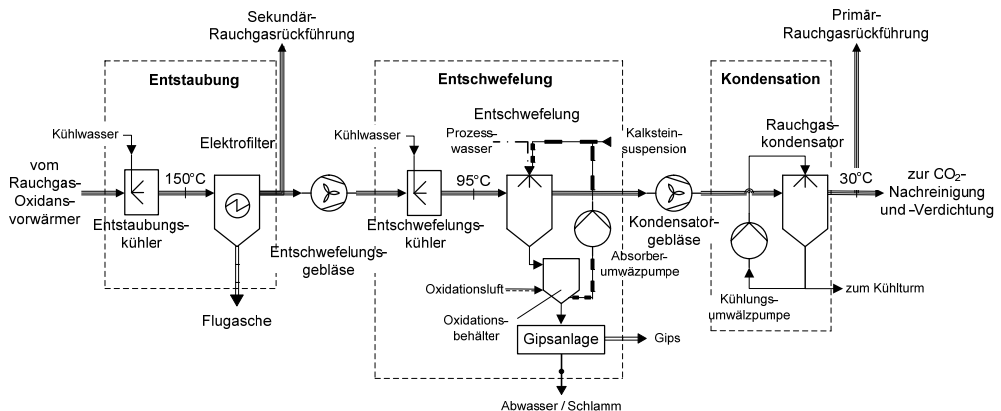


Abbildung 5.3: Ablaufstruktur der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Im Teilprozess „Entstaubung“ wird das Rauchgas entstaubt, im Basiskraftwerk – mittels kalten Elektrofilters nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entstaubung“. Nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer ist das Roh-Rauchgas je nach Sauerstoffabtrenngrad zwischen 200 und 218°C warm, weil der Massenstrom des auf 350°C aufzuwärmenden Primär- und Sekundäroxidanses um ca. 33 % geringer als der Massenstrom des abzukühlenden Roh-Rauchgases ist. Um vergleichbare Bedingungen zwischen dem Elektrofilter des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes zu schaffen, wird die Betriebstemperatur des kalten Oxyfuel-Elektrofilters auf 150°C geringfügig (siehe unten) über dem Säuretaupunkt des Rauchgases festgelegt. Da das Roh-Rauchgas mit 200 bis 218°C jedoch wärmer ist, wird das Roh-Rauchgas in einem Entstaubungskühler mit dem Kühlwasser auf die Betriebstemperatur des Elektrofilters von 150°C gekühlt. Da das eingespritzte Kühlwasser verdampft, steigen der Wasserdampfgehalt im Rauchgas von 22,7 auf 25,5 Vol.-% und der Säuretaupunkt des Rauchgases auf 145°C. Die Differenz zwischen der Betriebstemperatur des Elektrofilters und dem Säuretaupunkt des abgekühlten Rauchgases beträgt dann 5 K und ist mit der des Referenz-Kraftwerkes gleich.

Im Teilprozess „Entschwefelung“ wird das Rauchgas mittels der Kalksteinwäsche mit der externen Oxidation entschwefelt. Eine intensivere Vermischung der Absorptionslösung und des Rauchgases wird durch den Einbau von drei Lochböden (Trays) wie bei der Vattenfall-Pilotanlage [64, S. 274] erreicht, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entschwefelung“. Da die Betriebstemperatur der Entschwefelung beim atmosphärischen Druck zwischen der Sättigungstemperatur des Rauchgases von 66° (Sättigungstemperatur bei 25,5 Vol.-% Wasserdampf) und 100°C liegen muss, wird das entstaubte Rauchgas im Entschwefelungskühler mit Kühlwasser auf 95°C abgekühlt. Mit dem zusätzlichen Wassereintrag während der Entschwefelung steigt die Sättigungstemperatur auf ca. 69°C, mit der das entschwefelte Rauchgas die Entschwefelung verlässt. Die Druckverluste in der Entstaubung und im Entschwefelungskühler sowie im Rauchgas-Oxidansvorwärmer (anteilig für das zu entschwefelnde Rauchgas) werden im Entschwefelungsgebläse ausgeglichen.

Im Teilprozess „Rauchgaskondensation“ wird das Rauchgas mit Kühlwasser im Mischkondensator auf 30°C abgekühlt (vgl. Kapitel 2.2.5) und aufgrund des dadurch auf 4 Vol.-% abgesenkten Wasserdampfpartialdruckes entwässert. Der Mischkondensator einer Großanlage wird ähnlich wie die Rauchgasentschwefelung als Sprühurm Kolonne ausgeführt, vgl. Kapitel 2.2.5. Das Kondensat und das auf 29°C erwärmte Kühlwasser werden erfasst und mittels Umwälzpumpen nach dem Vermischen mit dem frischen Kühlwasser dem Rauchgaskondensator teilweise wieder zugeführt. Der Druckverlust im Rauchgaskondensator wird mittels des Kondensatorgebläses ausgeglichen. Nach dem Rauchgaskondensator wird das entwässerte Rauchgas der CO<sub>2</sub>-Verdichtung zugeführt, vgl. nächstes Kapitel.

In Tabelle 5.10 sind Teilprozesse und Module der Reinigung und Kondensation des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases sowie deren Aufgaben zusammengefasst.

Tabelle 5.10: Teilprozesse und Module der Reinigung und Kondensation des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Entstaubung	Entstaubungskühler	Kühlen des Roh-Rauchgases nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer auf die Betriebstemperatur des Elektrofilters
	Entstaubung	Entstauben des Roh-Rauchgases
Entschwefelung	Entschwefelungsgebläse	Ausgleich der Druckverluste in der Entstaubung und im Entschwefelungskühler sowie im Rauchgas-Oxidansvorwärmer (anteilig für das zu entschwefelnde Rauchgas)
	Entschwefelungskühler	Kühlen des entstaubten Rauchgases nach dem Entschwefelungsgebläse auf die Betriebstemperatur der Entschwefelung
	Entschwefelung	Entschwefeln des entstaubten Rauchgases
Rauchgaskondensation	Kondensatorgebläse	Ausgleich der Druckverluste im Kondensator
	Rauchgaskondensator	Entwässern des entschwefelten Rauchgases
	Kühlungsumwälzpumpen	Bereitstellung des Kühlwassers für die Rauchgaskondensation

Die Emissionszielwerte der Reinigung und Kondensation des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases sowie CO<sub>2</sub>-Nachbehandlung sind in Tabelle 5.11, Spalte „Rauchgaszusammensetzung nach ...“ zusammengefasst. Sie basieren auf den Zielwerten der Vattenfall-Demonstrationsanlage aus Tabelle 2.24, wobei die Angaben aus [ppm] in [mg/Nm<sup>3</sup>] nach Gleichung 3.36 umgerechnet werden. Die Zusammensetzung des Roh-Rauchgases des Oxyfuel-Basiskraftwerkes stellt das Simulationsergebnis dar und wird an dieser Stelle aus didaktischen Gründen auszugsweise angegeben.

Tabelle 5.11: Rauchgaszusammensetzung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach Dampferzeuger sowie Emissionszielwerte nach Rauchgasreinigungsprozessen, trockenes Rauchgas

Rauchgasbestandteile	Roh-Rauchgas nach Dampferzeuger	Rauchgaszusammensetzung nach ...				Einheit
		Entstaubung	Entschwefelung	Kondensation	CO <sub>2</sub> -Nachbehandlung	
CO <sub>2</sub>	89,7				> 95	Vol.-%
N <sub>2</sub> + Ar	5,4				4,2	Vol.-%
O <sub>2</sub>	4,8				0,8	Vol.-%
Staub	28041	20	5	1	---	mg/Nm <sup>3</sup>
SO <sub>x</sub>	4919		70	70	70	mg/Nm <sup>3</sup>
NO <sub>x</sub> + NO <sub>2</sub>	700				67	mg/Nm <sup>3</sup>
H <sub>2</sub> O	22,7 Vol.-%			4 Vol.-%	20	mg/Nm <sup>3</sup>

Die Auslegungsparameter der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases des Oxyfuel-Kraftwerkes werden im Weiteren modulweise quantifiziert, wobei die Auslegungsparameter der Entstaubung und Entschwefelung auf Basis denen des Referenz-Kraftwerkes abgeschätzt werden.

### Entstaubung

Die Betriebstemperatur des **Elektrofilters** und damit die *Zieltemperatur* des Rauchgases nach dem **Entstaubungskühler** betragen 150°C, siehe oben. Der *Druckverlust* des als Einspritzkühler ausgeführten Entstaubungskühlers wird mit 3 mbar angenommen.

Der Eigenbedarf und der Druckverlust des Entstaubungsprozesses des Oxyfuel-Kraftwerkes werden im Weiteren auf der Grundlage deren des Referenz-Kraftwerkes ermittelt. Die relevanten Parameter des Entstaubungsprozesses des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes sind in Tabelle 5.12 gegenüber gestellt. Die Parameterwerte des Referenz-Kraftwerkes werden Tabelle 4.22 entnommen und erweitert, die Parameterwerte des Oxyfuel-Kraftwerkes stellen die Simulationsergebnisse aufgrund der Zielwertvorgabe aus Tabelle 5.11 dar und beziehen sich zwecks Übersichtlichkeit nur auf einen Betriebspunkt „Sauerstoffabtrenngrad 60 %“. In anderen Betriebspunkten schwanken sie um 2 bis 5 %, was bei der Berechnung des Eigenbedarfes des Entstaubungsprozesses in allen Fällen berücksichtigt wird.

Der trockene zu entstaubte Rauchgasvolumenstrom des Oxyfuel-Kraftwerkes beträgt mit 234 Nm<sup>3</sup>/s ca. 60 % dessen des Referenz-Kraftwerkes. Durch die höhere Temperatur im Elektrofilter und durch den höheren Wasserdampfgehalt erhöht sich der tatsächliche Rauchgasvolumenstrom des Oxyfuel-Kraftwerkes auf 492 m<sup>3</sup>/s, was ca. 82 % von dem des Referenz-Kraftwerkes entspricht, vgl. Tabelle 5.12. Der kleinere trockene zu entstaubte Rauchgasvolumenstrom des Oxyfuel-Kraftwerkes verursacht mit 26,5 g/Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub> nahezu doppelte Staubkonzentration im Roh-Rauchgas. Um die gleiche *Partikel-Konzentration nach Entstaubung* wie beim Referenz-Kraftwerkes von 20 mg/Nm<sup>3</sup> im BImSchV-konformen Rauchgas einzuhalten (vgl. Tabelle 4.20), ist im Oxyfuel-Kraftwerk über 99,9 % des Staubes zurückzuhalten, vgl. Tabelle 5.12. Dies erfordert grundsätzlich größere spezifische Niederschlagselektrodenfläche im Vergleich zum Referenz-Kraftwerk mit dem Staubrückhaltegrad von 99,8 %. Dank dem höheren Wasserdampfdruckpunkt des Rauchgases vor dem Elektrofilter von ca. 66°C und der mit 8,9 ppm höheren SO<sub>3</sub>-Konzentration (vgl. Tabelle 5.12) liegt der elektrische Widerstand des Staubes im Oxyfuel-Kraftwerk im für die elektrische Abscheidung günstigeren Bereich als im Referenz-Kraftwerk, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entstaubung“. Die dynamische Viskosität des zu entstaubten Rauchgases ist mit 19,8\*10<sup>-6</sup> kg/m\*s der des Referenz-Kraftwerkes von 20,7\*10<sup>-6</sup> kg/m\*s nahezu gleich, so dass der Strömungswiderstand des Rauchgases nahezu unverändert bleibt. Daher wird angenommen, dass sich die beschriebenen Vor- und Nachteile der Entstaubung des Oxyfuel-Rauchgases gegenüber der des Referenz-Kraftwerkes relativieren, so dass von einer unveränderten spezifischen Niederschlagselektrodenfläche im Vergleich zum Referenz-Kraftwerk ausgegangen werden darf. Die Veränderung des Rauchgasvolumenstromes spiegelt sich im Querschnitt des Elektrofilters; die Länge des Elektrofilters darf deshalb als konstant angenommen werden.

Tabelle 5.12: Parameter des Entstaubungsprozesses des Referenz- und Oxyfuel-Basiskraftwerkes (Betriebspunkt: Sauerstoffabtrenngrad 60 %)

Rauchgasparameter		RKW	Oxy	Einheit
Rauchgasvolumenstrom	trocken	392	234	Nm <sup>3</sup> /s
		100	60	%
	feucht	601	492	m <sup>3</sup> /s
		100	82	%
Staub, trockenes Rauchgas	vor Elektrofilter	15836	26534	mg/Nm <sup>3</sup>
	nach Elektrofilter	24	22	
H <sub>2</sub> O		6,8	25,5	Vol.-%
SO <sub>3</sub>		3,0	8,9	ppm
Dynamische Viskosität		20,7*10 <sup>-6</sup>	19,8*10 <sup>-6</sup>	kg/m*s
Entstaubungsgrad des Elektrofilters		99,8	99,9	%

Auf der Grundlage der realisierten Anlagen in Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“ und des erforderlichen Rückhaltegrades des Staubes von 99,9 % wird die spezifische Niederschlagselektrodenfläche mit 150 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup><sub>Rauchgas</sub> im tatsächlichen Zustand angenommen.

Bei gleichem Aufbau des Elektrofilters ist sein Leistungsbedarf proportional der Niederschlagselektrodenfläche, abgesehen vom Leistungsbedarf für die Stauberfassung. Damit ändert sich der Leistungsbedarf des Elektrofilters des Oxyfuel-Kraftwerkes proportional dem Verhältnis der Niederschlagselektrodenfläche des Oxyfuel- und Referenz-Kraftwerkes.

$$P_{E-Filter, Oxy} = \frac{A_{NE, E-Filter, Oxy}}{A_{NE, E-Filter, RKW}} \times P_{E-Filter, RKW} \quad 5.4$$

mit

$$P_{E-Filter, RKW}, P_{E-Filter, Oxy} \quad \text{Elektrizitätsbedarf des Elektrofilters des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes}$$

$$A_{NE, E-Filter, RKW}, A_{NE, E-Filter, Oxy} \quad \text{Niederschlagselektrodenfläche des Elektrofilters des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes}$$

Bei gleicher spezifischer Niederschlagselektrodenfläche ist die Änderung des Leistungsbedarfes des Elektrofilters proportional dem Verhältnis der Rauchgasvolumenströme:

$$P_{E-Filter, Oxy} = \frac{\dot{V}_{RG, E-Filter, Oxy}}{\dot{V}_{RG, E-Filter, RKW}} \times P_{E-Filter, RKW} \quad 5.5$$

mit

$$\dot{V}_{RG, E-Filter, RKW}, \dot{V}_{RG, E-Filter, Oxy} \quad \text{Rauchgasvolumenstrom im Elektrofilter des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes}$$

Bei der ausgebildeten laminaren Strömung des Rauchgases im Elektrofilter, was bei 1,1 bis 1,3 m/s (vgl. Kapitel 4.2.5, Abschnitt „Entstaubung“) angenommen werden kann, wird der Druckverlust des Elektrofilters mit den plattenförmigen Niederschlagselektroden (vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entstaubung“) auf der Grundlage des VDI Wärmeatlas berechnet, vgl. [60, S. Laa 1, Gleichung 1]:

$$\Delta p_{E-Filter} = \frac{32 \times \delta_{RG} \times w_{RG} \times l_{E-Filter}}{d_i^2} \quad 5.6$$

mit

$\Delta p_{E-Filter}$	Druckverlust des Elektrofilters
$\delta_{RG}$	dynamische Viskosität des Rauchgases
$w_{RG}$	Rauchgasgeschwindigkeit
$l_{E-Filter}$	Länge des Elektrofilters
$d_{NE}$	charakteristische Länge, hier: Abstand zwischen den Niederschlagselektroden

Bei unverändertem Aufbau des Elektrofilters und unveränderter Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgases im Elektrofilter ist die Änderung des Druckverlustes des Elektrofilters proportional dem Verhältnis des Produktes der dynamischen Viskosität der Rauchgase und der Länge der Elektrofilter.

$$\Delta p_{E-Filter, Oxy} = \frac{\eta_{E-Filter, Oxy-RG} \times l_{E-Filter, Oxy}}{\eta_{E-Filter, RKW-RG} \times l_{E-Filter, RKW}} \times \Delta p_{E-Filter, RKW} \quad 5.7$$

mit

$\Delta p_{E-Filter, RKW}$ ,	Druckverlust in den Elektrofiltern des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$\Delta p_{E-Filter, Oxy}$	
$\eta_{E-Filter, RKW-RG}$ ,	dynamische Viskosität der Rauchgase des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$\eta_{E-Filter, Oxy-RG}$	
$l_{E-Filter, RKW}$ ,	Länge der Elektrofilter des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$l_{E-Filter, Oxy}$	

Da die dynamische Viskosität des zu entstaubten Rauchgases des Oxyfuel-Kraftwerkes der des Referenz-Kraftwerkes nahezu gleich ist (vgl. Tabelle 5.12), und die Länge der beiden Elektrofilter ebenfalls gleich ist (siehe oben), ist der Druckverlust des kalten Elektrofilters des Oxyfuel-Kraftwerkes dem des Referenz-Kraftwerkes nahezu gleich und beträgt 4 mbar.

Die nach der Entstaubung angeordnete nasse Entschwefelung scheidet je nach Partikelgröße über 50 % des im Rauchgas noch enthaltenen Staubes ab [29, S. 116]. Da die in der Entschwefelung eingebauten Trays einen intensiven Kontakt zwischen der Absorbiersuspension und dem Rauchgas bewirken (vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entschwefelung“), dürfte der Partikelabscheidegrad in der Entschwefelung im Oxyfuel-Prozess höher als in der des Referenz-Kraftwerkes liegen. Die *Partikel-Konzentration nach Entschwefelung* wird daher mit

5 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr.</sub> festgelegt. Der Einsatz eines Mischkondensators führt zur weiteren intensiven Vermischung des Rauchgases mit dem Kühlwasser und kann die Partikelkonzentration bis auf 10 % der Eingangskonzentration verringern, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entwässerung“. Die *Partikel-Konzentration nach Kondensation* wird daher mit 1 mg/Nm<sup>3</sup><sub>tr.</sub> angenommen.

### Entschwefelung

Die *Zieltemperatur* des Rauchgases nach dem **Entschwefelungskühler** wird mit 95°C definiert. Der *Druckverlust* des als Einspritzkühler ausgeführten Entschwefelungskühlers wird mit 3 mbar angenommen.

Der Eigenbedarf und der Druckverlust der **Entschwefelung** des Oxyfuel-Kraftwerkes werden im Folgenden auf der Grundlage deren des Referenz-Kraftwerkes ermittelt. Die relevanten Parameter des Entschwefelungsprozesses des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes sind in Tabelle 5.13 gegenüber gestellt. Die Parameterwerte des Referenz-Kraftwerkes werden Tabelle 4.22 entnommen und erweitert, die Parameterwerte des Oxyfuel-Kraftwerkes stellen die Simulationsergebnisse aufgrund der Zielwertvorgabe aus Tabelle 5.11 dar und beziehen zwecks Übersichtlichkeit wie bei der Entstaubung auf den Betriebspunkt „Sauerstoffabtrenngrad 60 %“. In anderen Betriebspunkten schwanken sie um bis zu 3 %, was bei der Berechnung des Eigenbedarfes des Entschwefelungsprozesses in allen Fällen berücksichtigt wird.

Tabelle 5.13: Betriebsparameter der Entschwefelung und der Umwälzpumpen des Referenz-Kraftwerkes und Oxyfuel-Basiskraftwerkes (Betriebspunkt: Sauerstoffabtrenngrad 60 %)

Parameter		RKW	Oxy	Einheit
Rauchgasvolumenstrom	trocken	421	120	Nm <sup>3</sup> /s
		100	29	%
	feucht	574	223	m <sup>3</sup> /s
		100	39	%
SO <sub>x</sub> , trockenes Rauchgas	vor Entschwefelung	1412	4658	mg/Nm <sup>3</sup>
	nach Entschwefelung	172	70	
H <sub>2</sub> O, nach Entschwefelung		11,1	29,0	Vol.-%
Entschwefelungsgrad		87	99	%
SO <sub>x</sub> , reduziert		0,486	0,552	kg/s
L/G-Verhältnis		6	25	l/m <sup>3</sup>
Absorptionsmittel, Volumenstrom		3444	5575	l/s
Elektrizitätsbedarf der Absorberumwälzpumpen		2420	3917	kW

Der Rauchgasvolumenstrom in der Entschwefelung des Oxyfuel-Kraftwerkes beträgt 29 % (trockenes Rauchgas) bzw. 39 % (feuchtes Rauchgas) dessen des Referenz-Kraftwerkes. Da die Schwefeleinbindung in die Asche gegenüber dem Luft-Fall nur unwesentlich erhöht wird (vgl. Kapitel 2.2.1), führt der kleinere Rauchgasvolumenstrom des Oxyfuel-Kraftwerkes



zur 3,5-fachen höheren Schwefeloxidkonzentration im Rauchgas. Um die  $SO_x$ -Konzentration nach Entschwefelung von  $70 \text{ mg/Nm}^3$  einzuhalten (vgl. Tabelle 5.11), muss in der Entschwefelung des Oxyfuel-Kraftwerkes 99 % des  $SO_x$  abgeschieden werden, vgl. Tabelle 5.13. Der Entschwefelungsgrad des Referenz-Kraftwerkes beträgt dagegen nur 87 %.

Um den höheren Entschwefelungsgrad im Leistungsbedarf der Entschwefelungsanlage des Oxyfuel-Kraftwerkes zu berücksichtigen, wird der Leistungsbedarf wie beim Referenz-Kraftwerk nach Komponenten der Entschwefelungsanlage aufgeschlüsselt und auf Basis des Referenz-Kraftwerkes berechnet. Der Leistungsbedarf der Entschwefelung setzt sich zusammen aus dem Leistungsbedarf der Komponenten der Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung und dem Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen zusammen:

$$P_{\text{Entschwefelung, Oxy}} = P_{\text{Absorberumwälzp., Oxy}} + P_{\text{Entschw., Rest, Oxy}} \quad 5.8$$

mit

$P_{\text{Entschwefelung, Oxy}}$	Leistungsbedarf der Entschwefelung
$P_{\text{Absorberumwälzp., Oxy}}$	Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen des Oxyfuel-Kraftwerkes
$P_{\text{Entschw., Rest, Oxy}}$	Leistungsbedarf der Komponenten der Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung und Gipsentwässerung

Der spezifische Leistungsbedarf der Komponenten der Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung und Gipsentwässerung hängt vor allem vom abgeschiedenen  $SO_x$ -Massenstrom und wird diesem des Referenz-Kraftwerkes von  $1244 \text{ kW/kg SO}_{2,\text{red}}$  gleichgesetzt. Mit dem im Oxyfuel-Kraftwerk zu reduzierenden  $SO_x$ -Massenstrom von  $0,552 \text{ kg/s}$ , der aufgrund des höheren Entschwefelungsgrades über dem des Referenz-Kraftwerkes liegt (vgl. Tabelle 5.13), beträgt der spezifische Leistungsbedarf dieser Komponenten  $687 \text{ kW}$ , vgl. Gleichung 5.9.

$$P_{\text{Entschw., Rest, Oxy}} = \varepsilon_{\text{kW/kgSO}_x} \times \dot{m}_{\text{SO}_x, \text{red}} \quad 5.9$$

mit

$\varepsilon_{\text{kW/kgSO}_x}$	spezifischer Leistungsbedarf der Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung und Gipsentwässerung
$\dot{m}_{\text{SO}_x, \text{red}}$	der in der Entschwefelung zu reduzierende $SO_x$ -Massenstrom

Der Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen hängt vom umgewälzten Absorptionsmittelstrom ab, der wiederum vom L/G-Verhältnis und vom Rauchgasvolumenstrom abhängt. Unter Annahme der gleichen Reaktionsmechanismen und Randbedingungen der Entschwefelung des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes wird der Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen wie folgt ermittelt:

$$P_{\text{Absorberumw\"alp., Oxy}} = P_{\text{Absorberumw\"alp., RKW}} \times \frac{\dot{V}_{\text{Entschw., Oxy-RG}} \times L / G_{\text{Oxy}}}{\dot{V}_{\text{Entschw., RKW-RG}} \times L / G_{\text{RKW}}} \quad 5.10$$

mit

$P_{\text{Absorberumw\"alp., RKW}}$	Leistungsbedarf der Absorberumw\"alpumpen des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$P_{\text{Absorberumw\"alp., Oxy}}$	
$\dot{V}_{\text{Entschw., RKW-RG}}, \dot{V}_{\text{Entschw., Oxy-RG}}$	Rauchgasvolumenstrom in den Entschwefelungsanlagen des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes
$L / G_{\text{RKW}}, L / G_{\text{Oxy}}$	L/G-Verh\"altnis in den Entschwefelungsanlagen des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes

Das L/G-Verh\"altnis der Entschwefelung des Oxyfuel-Kraftwerkes von 25 wird aufgrund des Zusammenhanges zwischen dem Entschwefelungsgrad und dem L/G-Verh\"altnis aus Abbildung 2.6 sowie anhand des Arbeitsbereiches der Entschwefelung der Vattenfall-Pilotanlage aus [62, S. 231] von 19 bis 34 interpoliert.

Die zus\"atztlichen Einbauten wie Trays verursachen einen Druckverlust von 3 bis 6 mbar/Tray [136]. Drei zus\"atztlichen Trays mit einem mittleren Druckverlust von je 4,5 mbar f\"uhren somit zu einem Gesamtdruckverlust von 13,5 mbar. Mit einem bisherigen Druckverlust des Absorbers von 25 mbar ergibt sich der *Druckverlust der Entschwefelungsanlage* von 38,5 mbar. In [64, S. 270] wird ein Wert von 40 mbar angegeben, mit diesem wird im Weiteren gerechnet.

Aufgrund der intensiven Vermischung des Rauchgases mit dem K\"uhlwasser im Mischkondensator (vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Rauchgaskondensation“) wird angenommen, dass sich die  $SO_x$ -Konzentration nach dem Kondensator um Faktor 2 auf  $35 \text{ mg/Nm}^3_{\text{tr}}$  verringert. Die Parameter *Gips-Reinheit* und *Gips-Feuchte* werden ebenso wie die spezifischen Verb\"auche bzw. Emissionen *Oxidationsluftbedarf*, *Abwasserbildung* und *Schlamm* denen des Referenz-Kraftwerkes gleich gesetzt. Die *Temperatur des entschwefelten Rauchgases* stellt sich auf die Wasserdampf-s\"attigungstemperatur des Rauchgases und liegt im Oxyfuel-Basiskraftwerk bei  $69^\circ\text{C}$  um 21 K \u00fcber der des Referenz-Kraftwerkes.

### Rauchgaskondensation

Die *Zieltemperatur des entw\"asserten Rauchgases* nach dem **Rauchgaskondensator** wird mit  $30^\circ\text{C}$  definiert. Der *Druckverlust des Rauchgaskondensators* wird wie bei Vattenfall-Pilotanlage [88, S. 18] mit 15 mbar angenommen. Das entw\"asserte Rauchgas wird als tropfenfrei angenommen und ist mit Wasserdampf ges\"attigt.

Bei **Kondensatorumw\"alzpumpen** wird angenommen, dass die *F\"orderh\"ohe* 3 bar und der *Anteil des Kreislaufwassers* 20 % betr\"agt. Der mindestens erforderliche K\"uhlwassermassenstrom resultiert aus dem abzuf\"uhrenden W\"armestrom des abk\"uhlenden Rauchgases sowie des sich kondensierenden Wasserdampfes (vgl. Gleichung 3.25) und betr\"agt beim Oxy-Vac-J\"ul-Basiskraftwerk ca.  $2,2 \text{ m}^3/\text{s}$ , mit dem oben genannten zu ber\"ucksichtigenden Kreislaufwasseranteil entsprechend h\"oher. Die Gr\"o\u00dfe von mehreren parallel geschalteten Umw\"alzpumpen ist daher mit der der gro\u00dfen Kondensatpumpe des Wasser-Dampf-Kreislaufes ver-

gleichbar. Daher werden der *isentrop und mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* der Umwälzpumpen denen der großen Kondensatpumpe, nämlich 82 % und 95 % gleich gesetzt, vgl. Tabelle 4.13. Das Kühlwasser wird dem Hauptkühlwassersystem bei 18°C entnommen und dem Kühlturm mit 29°C zugeführt, vgl. Kapitel 5.1.4. Die Auslegungsparameter der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases sind in Tabelle 5.14 zusammengefasst.

Tabelle 5.14: Auslegungsparameter der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Modul	Parameter	RKW	Oxy	Einheit
Entstaubungskühler	Rauchgastemperatur nach Kühler	---	150	°C
	Druckverlust	---	3	mbar
Elektrofilter	Partikel-Konzentration	20		mg/Nm <sup>3</sup>
	- nach Entstaubung	10	5	mg/Nm <sup>3</sup>
	- nach Entschwefelung	---	1	mg/Nm <sup>3</sup>
	- nach Kondensation	---	---	---
	Leistungsbedarf	0,1	Gl. 5.5	% der Bruttoleistung
	Druckverlust	4		mbar
Entschwefelungskühler	Rauchgastemperatur nach Kühler	---	95	°C
	Druckverlust	---	3	mbar
Entschwefelung	SO <sub>x</sub> -Konzentration			
	- nach Entschwefelung	150	70	mg/Nm <sup>3</sup>
	- nach Kondensation	---	35	mg/Nm <sup>3</sup>
	L/G-Verhältnis	6	25	l/m <sup>3</sup>
	Leistungsbedarf (Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung)	1244		kW/kg SO <sub>2, red.</sub>
	Druckverlust	25	40	mbar
	Temperatur des entschwefelten Rauchgases	48	69	°C
	Gips-Reinheit	95		Gew.-%
	Gips-Feuchte	10		Gew.-%
	Oxidationsluftbedarf	5		kg/kg SO <sub>2, red.</sub>
Abwasser	5		kg/kg SO <sub>2, red.</sub>	
Schlamm	0,06		kg/kg SO <sub>2, red.</sub>	
Rauchgaskondensator	Rauchgastemperatur nach Kondensator	---	30	°C
	Druckverlust	---	15	mbar
Kondensator-Umwälzpumpe	Förderhöhe	---	3	bar
	Anteil des Kreislaufwassers	---	20	%
	Wirkungsgrad,			
- isentrop	---	82	%	
- mechanisch / elektrisch	---	95	%	

In Tabelle 5.15 sind die Druckverluste der einzelnen Module aus Tabelle 5.6 und Tabelle 5.14 zusammengefasst sowie deren Summe angegeben, die durch das **Entschwefelungs- und Kondensatorgebläse** auszugleichen ist. Zum Vergleich ist in Tabelle 5.15 die Druckerhöhung des gleichartigen Gebläses im Referenz-Kraftwerk aus Tabelle 4.19 angegeben. Der Einsatzbereich der Gebläse ist vergleichbar. Daher sind an den Gebläsen keine größeren nachteiligen konstruktiven Änderungen zu erwarten, so dass der *isentrope und mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* der beiden Gebläse dessen des Referenz-Kraftwerkes gleichgesetzt wird.

Tabelle 5.15: Auslegungsparameter von Gebläsen der Reinigung des CO<sub>2</sub>-reichen Rauchgases

Gebläse	Druckverlust [mbar]				Wirkungsgrad [%]	
	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk			RKW		
	Modul	einzel	gesamt	gesamt	isent.	mech. / el.
Entschwefelung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	30	40	68	85	95
	Entstaubungskühler	3				
	Entstaubung	4				
	Entschwefelungskühler	3				
Ansaugtemperatur [°C]		149		110	---	
Kondensator	Entschwefelung	40	55	---	85	95
	Rauchgaskondensator	15				
Ansaugtemperatur [°C]		69		---	---	

Im nächsten Kapitel wird der Prozess der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung beschrieben.

### 5.1.6 CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung

Die in Abbildung 5.4 dargestellte CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung besteht aus folgenden Teilprozessen:

- Vorverdichtung
- CO<sub>2</sub>-Nachreinigung sowie
- Nachverdichtung.

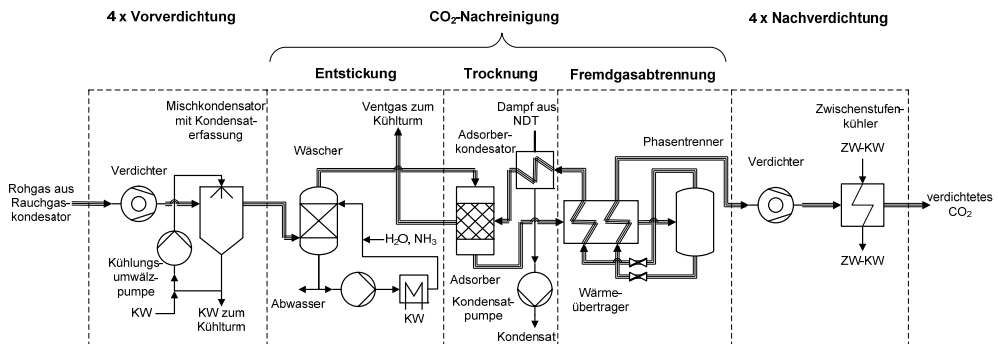


Abbildung 5.4: Ablaufstruktur der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung

Im Teilprozess „Vorverdichtung“ wird das aus dem Rauchgaskondensator kommende Rauchgas auf den für die CO<sub>2</sub>-Nachreinigung erforderlichen Druck in vier Stufen verdichtet. Nach jeder Stufe wird das verdichtete Rauchgas in den Mischkondensatoren mit dem Kühlwasser auf 30°C gekühlt. Die Kühlsumwälzpumpe fördert einen Teil des Kühlwassers des Hauptkühlwasserkreislaufes auf den jeweils notwendigen Druck. Das Kühlwasser zusammen mit dem anfallenden Kondensat wird dem Hauptkühlwasserkreislauf zwecks Rückkühlung im Kühlturm zugeführt.

Im Teilprozess „CO<sub>2</sub>-Nachreinigung“ wird das Rauchgas unter erhöhtem Druck mittels der Ammoniakwäsche entstickt, adsorptiv mit dem Kieselgel getrocknet, und durch die partielle Kondensation vom Großteil der nicht kondensierbaren Fremdgase befreit. Das Abwasser mit Nitratsalzen aus der Entstickung wird an die Abwasserbehandlungsanlage der Rauchgasreinigung abgegeben.

Das Ventgas für die Regeneration des Adsorptionsmittels wird mittels des aus der Niederdruckteilturbine entnommenen Dampfes im Adsorberkondensator erwärmt und nach dem regenerierten Adsorber in den Kühlturm abgegeben. Das Kondensat wird mit der Zwischenkondensatpumpe zum Speisewasserbehälter gefördert.

Um das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas durch die interne Kälte auf dem Temperaturniveau von -50 °C zu verflüssigen, wird dieses mit dem gereinigten flüssigen CO<sub>2</sub> und mit dem aufzuwärmenden Ventgas abgekühlt. Das erforderliche Temperaturgefälle wird durch die gedrosselte Entspannung der flüssigen CO<sub>2</sub>-reichen Phase und des Ventgases bereitgestellt. Die Flüssigphase wird nur bis zu -54°C entspannt, um den Tripelpunkt von CO<sub>2</sub> von -56,6°C nicht zu unterschreiten (vgl. Tabelle 2.33) und somit die Bildung vom festen CO<sub>2</sub> zu vermeiden.

Im Teilprozess „Nachverdichtung“ wird das verdampfte CO<sub>2</sub>-reiche Produktgas auf den Enddruck von 200 bar in den weiteren vier Stufen jeweils mit der Zwischenstufenkühlung durch das Kühlwasser des Zwischenkühlwassersystems verdichtet. In Tabelle 5.16 sind Teilprozesse und Module der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung sowie deren Aufgaben zusammengefasst.

Tabelle 5.16: Teilprozesse und Module der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung des Oxyfuel-Kraftwerkes

Teilprozess	Modul	Zweck
Vorverdichtung	Rohgasverdichtung mit Zwischenstufenkühlung	Verdichten des entwässerten Rauchgases auf den für die Fremdgasabtrennung erforderlichen Druck und Entwässerung
	Kühlungsumwälzpumpe	Fördern des Kühlwassers zum Direktgaskühler
Entwässerung und Fremdgasabtrennung	Entstickung	Entstickung des Rauchgases
	Trocknung	Trocknung des Rauchgases
	Fremdgasabtrennung	Abtrennung von N <sub>2</sub> , Ar, und O <sub>2</sub> aus dem Rauchgas
Nachverdichtung	Produktverdichtung mit Zwischenstufenkühlung	Verdichten des Produktgases auf den Enddruck

### CO<sub>2</sub>-Vor- und Nachverdichtung

Die Auslegungsparameter der **CO<sub>2</sub>-Vor-** und **Nachverdichtung** basieren auf dem Getriebeturboverdichter mit Integralgetriebe der Siemens AG, Baureihe STC-GV [137] sowie der Fa. MAN AG, Baureihe RG 80-8 [138, S. 22]. Diese verdichten das CO<sub>2</sub> bzw. den CO<sub>2</sub>-reichen Strom mit bis zu acht Stufen auf bis zu 200 bar Enddruck [137], [138, S. 22]. Das *Druckverhältnis* bei acht Stufen und einem Enddruck von 200 bar liegt rechnerisch bei 1,93 und wird unter Berücksichtigung von Druckverlusten in der Zwischenstufenkühlung mit 2,00 angesetzt. Eine Zwischenstufenkühlung ist nach jeder Stufe möglich [137], die *Gastemperatur nach der Zwischenstufenkühlung* beträgt nach [138, S. 16] 30°C. Der Druckverlust der Zwischenstufenkühlung ist gering und wird in Produktdatenblätter üblicherweise nicht explizit angegeben, mit der Folge, dass die Zwischenstufenkühlung als ein isobarer Vorgang dargestellt wird, vgl. dazu [138, S. 16], [139, S. 2]. In dieser Arbeit wird der *Druckverlust der Zwischenstufenkühlung* mit 1 % des Druckes des in den Kühler eintretenden Stromes angenommen. Der *polytrophe Wirkungsgrad der einzelnen Stufen* wurde im Hinblick auf die Baureihe STC-GV mit 85 % als Mittelwert aus [140] und der *mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* mit 95 % in Anlehnung an Tabelle 5.4 angenommen. Die Auslegungsparameter der CO<sub>2</sub>-Verdichtung sind in Tabelle 5.17 zusammengefasst.

Tabelle 5.17: Auslegungsparameter der Vor- und Nachverdichtung des Oxyfuel-Kraftwerkes

Modul	Anzahl	Verdichtungsverhältnis	Wirkungsgrad		Zwischenstufenkühlung		Enddruck
			polytr.	mech./el.	Temp.	Druckverlust	
			%		°C	%	
Vorverdichtung	4	2,00	85	95	30	1	variabel
Nachverdichtung	4	2,00	85	95	30	1	200
Modul	Anzahl	Verdichtungsdruck	Wirkungsgrad				
			isen.	mech./el.			
			%				
Umwälzpumpen der CO <sub>2</sub> -Verdichtung	4	von 3 auf 10	75	95			

Der Verdichter wird in der Vorverdichtung mittels eines Direktgaskühlers und in der Nachverdichtung mittels eines Oberflächenkühlers gekühlt. Das Kühlwasser der Direktgaskühler wird der Hauptkühlwasserleitung entnommen (vgl. Kapitel 5.1.4, Abbildung 5.2) und auf den erforderlichen Druck mittels der **Umwälzpumpen der CO<sub>2</sub>-Verdichtung** gepumpt. Der notwendige Wasserdruck ist durch die Druckstufe der CO<sub>2</sub>-Verdichtung vorgegeben und liegt in der Vorverdichtung mindestens zwischen 2 und 16 bar. Um den Auslegungsaufwand zu minimieren, wird eine mittlere *Förderhöhe* von 10 bar angenommen. Der *Anteil des Kreislaufwassers* wird mit 20 % wie bei Kondensatorumwälzpumpen angenommen. Die Kühlwasserparameter des Haupt- und Zwischenkühlwassersystems enthält Tabelle 5.8.

### CO<sub>2</sub>-Nachreinigung

Die **wäschebasierte Entstickung** wird derzeit intensiv untersucht, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entstickung“ sowie [86, S. 283-299], [77, S. 62-65]. Deshalb liegen die Literaturdaten zum Leistungsbedarf der Entstickung in der ausreichenden Detaillierung noch nicht vor. [86, S. 296] gibt lediglich an, dass die totalen Betriebskosten 20 % deren der katalytischen Entstickung betragen. Im Folgenden wird der *Eigenbedarf* der Oxyfuel-Entstickung auf der Grundlage der Entstickung des Referenz-Kraftwerkes abgeschätzt.

Der Eigenbedarf der wäschebasierten Hochdruckentstickung setzt sich zusammen aus dem Leistungsbedarf der Umlauf- und Dosierpumpen der Ammoniaklösung. Der anteilige Leistungsbedarf der Kühlpumpen für die Kühlung der umlaufenden Ammoniaklösung wird der Kühlung der CO<sub>2</sub>-Verdichtung zugeordnet, da durch die gekühlte Ammoniaklösung der CO<sub>2</sub>-reiche verdichtete Rauchgasstrom indirekt gekühlt wird.

Die NO<sub>x</sub>-Fracht im zu verdichtenden Oxyfuel-Rauchgas beträgt aufgrund des um 82 % kleineren Rauchgasvolumenstromes mit 53 g/s ein Viertel deren des Referenz-Kraftwerkes, vgl. Tabelle 5.18. Trotz des gemäß Tabelle 2.26 angenommen 90 % NO<sub>x</sub>-Abscheidegrades wird

im Oxyfuel-Kraftwerk nur ein Drittel der  $\text{NO}_x$ -Fracht des Referenz-Kraftwerkes eliminiert. Dementsprechend ist der stöchiometrische  $\text{NH}_3$ -Bedarf im Oxyfuel-Kraftwerk deutlich geringer. Nachteilig wirkt sich der höhere Betriebsdruck von 15 bis 20 bar der wäschebasierten Hochdruckentstickung, weshalb der spezifische Leistungsbedarf der Umlauf- und Dosierpumpen der Hochdruckentstickung höher als der Leistungsbedarf der ammoniakbasierten katalytischen Entstickung des Referenz-Kraftwerkes beim atmosphärischen Druck ist. Aufgrund des um 68 % geringeren zu eliminierenden  $\text{NO}_x$ -Massenstromes hebt dieser Nachteil voraussichtlich jedoch auf. Aus diesem Grund wird der Leistungsbedarf der wäschebasierten Hochdruckentstickung dem der katalytischen Entstickung des Referenz-Kraftwerkes in erster Näherung gleich gesetzt.

Tabelle 5.18: Betriebsparameter der Entstickung des Referenz-Kraftwerkes und Oxyfuel-Basiskraftwerkes

Parameter		RKW	Oxy	Einheit
Rauchgasvolumenstrom	feucht	400	71	$\text{Nm}^3/\text{s}$
		100	18	%
$\text{NO}_x$	vor Entstickung	560	699	$\text{mg}/\text{Nm}^3$
	nach Entstickung	172	67	
$\text{NO}_x$ -Fracht		224,0	53,3	$\text{g}/\text{s}$
		100	24	%
Entstickungsgrad		67,5	90	%
$\text{NO}_x$ , reduziert		151,2	47,9	$\text{g}/\text{s}$
Eigenbedarf		605	605	kW

Der *Druckverlust der Packungskolonne* der wäschebasierten Hochdruckentstickung wird mit 5 % des Eingangsdruckes angenommen, die anteilige Verdichtungsarbeit wird der Hochdruckentstickung zugeordnet.

Die **Trocknung** des verdichteten Rauchgases wird mit Kieselgel adsorptiv durchgeführt. Die  *$\text{H}_2\text{O}$ -Konzentration* im Produktgas wird mit 500 ppm definiert, vgl. Tabelle 5.11. Der *Druckverlust der Adsorbenschüttung* wird mit 5 % des Eingangsdruckes angenommen. Die *Regenerationstemperatur* des zur Rauchgastrocknung eingesetzten Adsorbers (Silikagel) wird mit  $135^\circ\text{C}$  als Mittelwert des in Tabelle 2.30 angegebenen Temperaturbereiches von  $120$  bis  $150^\circ\text{C}$  angenommen. Der *Regenerationswärmebedarf* des Adsorbers wird mit  $2,2 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{kg}$  abgetrennten  $\text{H}_2\text{O}$  aus Tabelle 2.30 übernommen. Der Wärmeleistungsbedarf für den im Absorbens abgetrennten Wasserdampfmassenstrom von  $0,163 \text{ kg}/\text{s}$  beträgt  $1,291 \text{ MW}_{\text{th}}$ . Entsprechend [84, S. 33] wird die Regenerationswärme durch den Dampf bereitgestellt. Der Regenerationsdampf wird aus der schon vorhandenen Anzapfung zum 3. Kondensatorwärmer bei  $3,48 \text{ bar}$  und  $222^\circ\text{C}$  entnommen und hat unter Berücksichtigung der Druckverluste in der Entnahmeleitung eine für die Ventgaserwärmung ausreichende Kondensationstemperatur von  $137^\circ\text{C}$ . Nach der Wärmeabgabe wird das Kondensat mit der Zwischenkondensatpumpe zum Speisewasserbehälter gefördert.



Um das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas durch die interne Kälte auf dem Temperaturniveau von -50 °C zu verflüssigen, wird dieses mit dem gereinigten flüssigen CO<sub>2</sub> und mit dem aufzuwärmenden Ventgas abgekühlt. Das erforderliche Temperaturgefälle wird durch die gedrosselte Entspannung der flüssigen CO<sub>2</sub>-reichen Phase und des Ventgases bereitgestellt. Die Flüssigphase wird nur bis zu -54°C entspannt, um den Tripelpunkt von CO<sub>2</sub> von -56,6°C nicht zu unterschreiten (vgl. Tabelle 2.33) und somit die Bildung vom festen CO<sub>2</sub> zu vermeiden.

Bei der **kryogenen Fremdgasabtrennung** wird CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Konzentrationen im Produktgas mit > 96 Vol.-% bzw. < 1 Vol.-% angestrebt, vgl. Tabelle 5.11. Die *Wärmeübertragergrädigkeit* wird mit 4 K angenommen.

Tabelle 5.19 fasst die Auslegungsparameter der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung des Oxyfuel-Kraftwerkes zusammen.

Tabelle 5.19: Auslegungsparameter der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung des Oxyfuel-Kraftwerkes

Modul	Parameter	Wert	Einheit
Entstickung	NO <sub>x</sub> -Abscheidegrad	90	%
	Leistungsbedarf	605	kW <sub>el</sub>
	Druckverlust	5	%
Entwässerung	H <sub>2</sub> O-Konzentration im Produktgas	500	ppm
	Druckverlust	5	%
	Regenerationswärmebedarf	2,2	kWh <sub>tr</sub> /kg <sub>H2O</sub>
	Regenerationstemperatur	135	°C
Fremdgasabtrennung	CO <sub>2</sub> -Konzentration im Produktgas	> 96	%
	O <sub>2</sub> -Konzentration im Produktgas	< 1	%
	Wärmeübertragergrädigkeit	4	K

Im nächsten Kapitel werden die Ergebnisse der Simulation des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes dargestellt.

## 5.2 Ergebnisse der thermodynamischen Simulation

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der computergestützten thermodynamischen Simulation des in Abbildung 5.1 dargestellten und in den Kapiteln 5.1.1 bis 5.1.6 ausgelegten Basiskraftwerkes beschrieben und mit denen des Referenz-Kraftwerkes verglichen. Im Fokus stehen der Gesamtprozess, die Sauerstoffbereitstellung und die CO<sub>2</sub>-Bilanz des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes. Das Ziel ist die Ermittlung des Optimierungsbedarfes des Basiskraftwerkes.

### 5.2.1 Gesamtprozessanalyse

Der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes weist in Abhängigkeit vom Sauerstoffabtrenngrad ein flaches Maximum auf und erreicht den maximalen Wert von 36,60 %-Punkten beim Sauerstoffabtrenngrad von 0,6; was gleichbedeutend mit 60 % ist (vgl. Abbildung 5.5, schwarze durchgezogene Kurve). Dies entspricht einem Nettowirkungsgradverlust von 9,30 %-Punkten gegenüber dem Referenzkraftwerk NRW, dessen Nettowirkungsgrad in Abbildung 5.5 mit einer roten durchgezogenen Linie dargestellt ist. Bei niedrigerem Sauerstoffabtrenngrad überwiegen Verluste durch die Abwärme des steigenden Abluftstromes und Verluste durch die Leistung des Luftgebläses, bei höherem Sauerstoffabtrenngrad überwiegen Verluste durch den zweistufigen Sauerstoff-Vakuumsauger, der das immer tiefere Vakuum bereitstellen muss, vgl. dazu auch Abbildung 5.7 sowie Abbildung 5.9.

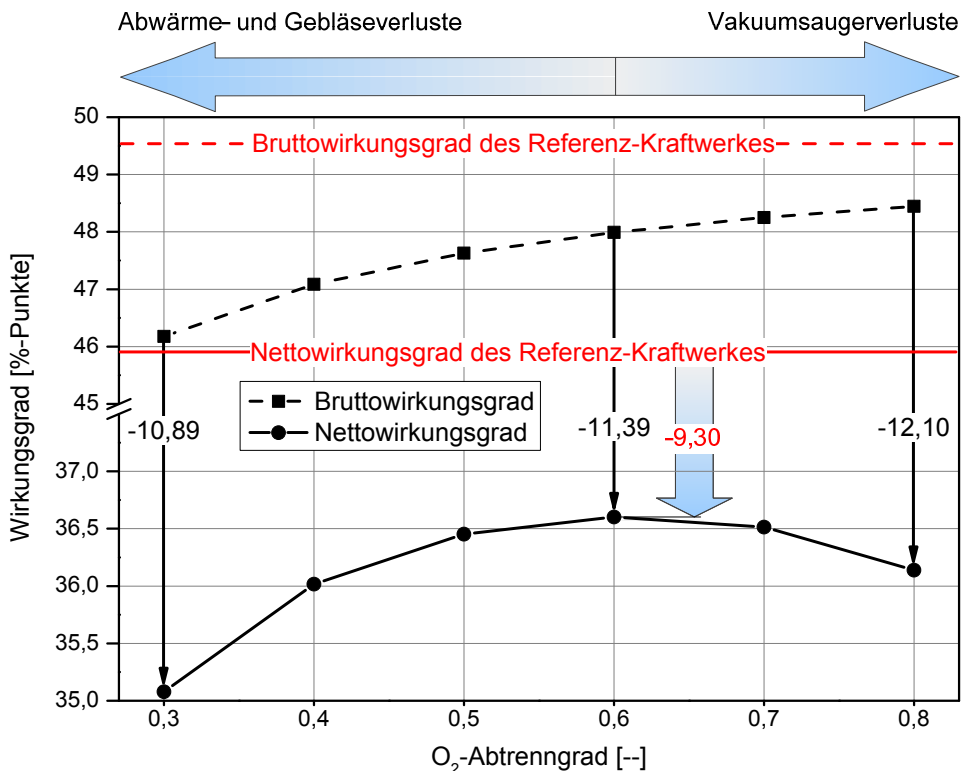


Abbildung 5.5: Brutto- und Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O<sub>2</sub>-Abtrenngrad

Der von 46,18 auf 48,44 %-Punkte stetig steigende Bruttowirkungsgrad (schwarze punktierte Linie in Abbildung 5.5) ist auf den sinkenden Abwärmeverlust der mit 76°C ausströmenden Abluft aus dem Sauerstoffbereitstellungsprozess zurückzuführen, da der Abluftmassenstrom mit dem steigenden Sauerstoffabtrenngrad sinkt, vgl. dazu auch Abbildung 5.9. Da jedoch der Eigenbedarf des Kraftwerksprozesses aufgrund des steigenden Elektrizitätsbedarfes, vor allem des Sauerstoff-Vakuumsaugers, von 10,89 auf 12,10 %-Punkte ansteigt, führt der höhere Bruttowirkungsgrad des Kraftwerkes nicht zum höheren, sondern zum geringeren Nettowirkungsgrad. Der Bruttowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes, dargestellt durch die schwarze punktierte Linie in Abbildung 5.5, erreicht den Bruttowirkungsgrad des Referenz-Kraftwerkes von 49,57 %-Punkten nicht (rote punktierte Linie). Der Grund dafür ist die Wärmeentnahme im Kessel für die Erwärmung der Frischluft auf die Betriebstemperatur der Membran von 850°C in Höhe von 31,7 bis 84,6 MW<sub>th</sub> je nach Sauerstoffabtrenngrad. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Kraftwerkes, der vom Sauerstoffabtrenngrad nahezu unabhängig bei 52,6 %-Punkten liegt, würde der Bruttowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes andernfalls bei durchschnittlich 49,83 %-Punkten liegen.

Der elektrische Eigenbedarf des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes ist je nach Sauerstoffabtrenngrad mit 10,89 bis 12,10 %-Punkten deutlich höher als der des Referenz-Kraftwerkes mit 3,68 %-Punkten, vgl. Abbildung 5.6. Die CO<sub>2</sub>-Verdichtung und Oxidansbereitstellung verursachen 68 bis 70 % des Eigenbedarfes des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes je nach Sauerstoffabtrenngrad. Während der Elektrizitätsbedarf der CO<sub>2</sub>-Verdichtung über den Sauerstoffabtrenngrad konstant bleibt, steigt der Elektrizitätsbedarf der Oxidansbereitstellung durch das niedrigere Vakuum und deshalb steigende Leistung des Sauerstoff-Vakuumsaugers um insgesamt 29 %, vgl. Abbildung 5.6 sowie Abbildung 5.7 und Abbildung 5.9.

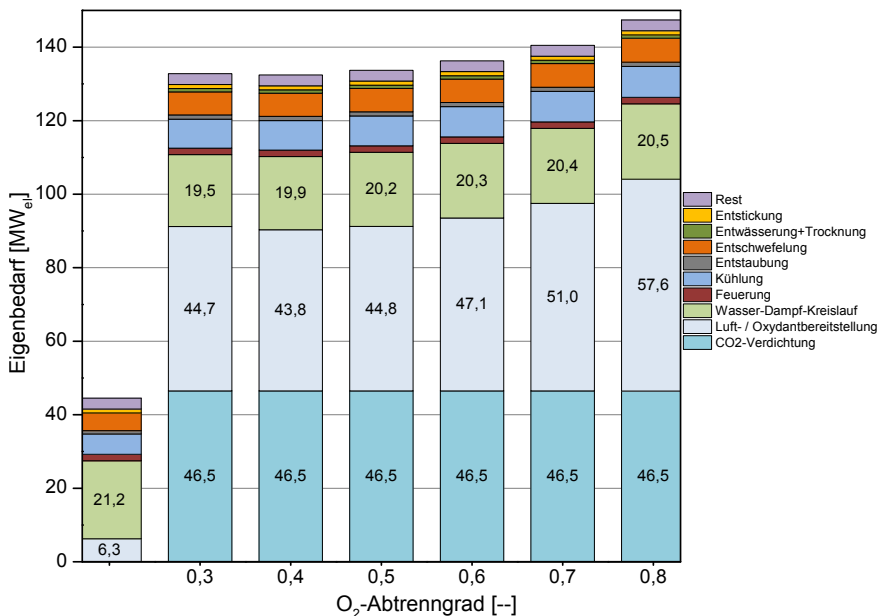


Abbildung 5.6: Vergleich des elektrischen Eigenbedarfes des Referenz-Kraftwerkes und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O<sub>2</sub>-Abtrenngrad

### 5.2.2 Sauerstoffbereitstellung

Die Sauerstoffbereitstellung ist ein Bestandteil der Oxidansbereitstellung. Die Betrachtung ausschließlich der elektrischen Verbraucher des Prozesses wie Sauerstoff-Vakuumsauger und Luftgebläse führt jedoch zur fehlerhaften Beurteilung der Prozesseffizienz. Der gesamte Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung besteht nämlich nicht nur aus dem Elektrizitätsbedarf des Vakuumsaugers und des Gebläses, sondern auch aus der dem Kessel entnommenen Wärme. Der Wärmebedarf der Sauerstoffbereitstellung wird mittels des Wirkungsgrades des Wasser-Dampf-Prozesses in den äquivalenten Elektrizitätsbedarf umgerechnet und wird dadurch mit anderen Elektrizitätsbedarfen vergleichbar. Der mit dem sinkenden Sauerstoffabtrenngrad steigende Luft- bzw. Abluftmassenstrom (vgl. Abbildung 5.9) führt dazu, dass die äquivalenten Elektrizitätsverluste durch die Wärmeentnahme schon ab dem Sauerstoffabtrenngrad von unter 44 % den größten Anteil des äquivalenten Elektrizitätsverbrauches der Sauerstoffbereitstellung haben, vgl. Abbildung 5.7. Je nach Sauerstoffabtrenngrad beträgt der gesamte äquivalente Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung 63,5 bzw. 83,5 MW<sub>el</sub>, vgl. lila Kurve in Abbildung 5.7. Dies entspricht einem äquivalenten Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung von 5,25 bzw. 6,90 %-Punkten. Beim 60 %-igen Sauerstoffabtrenngrad verursacht der äquivalente Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung einen minimalen Wirkungsgradverlust von 5,25 %-Punkten und korreliert deshalb mit dem höchsten Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses, vgl. Abbildung 5.5 und Abbildung 5.7.

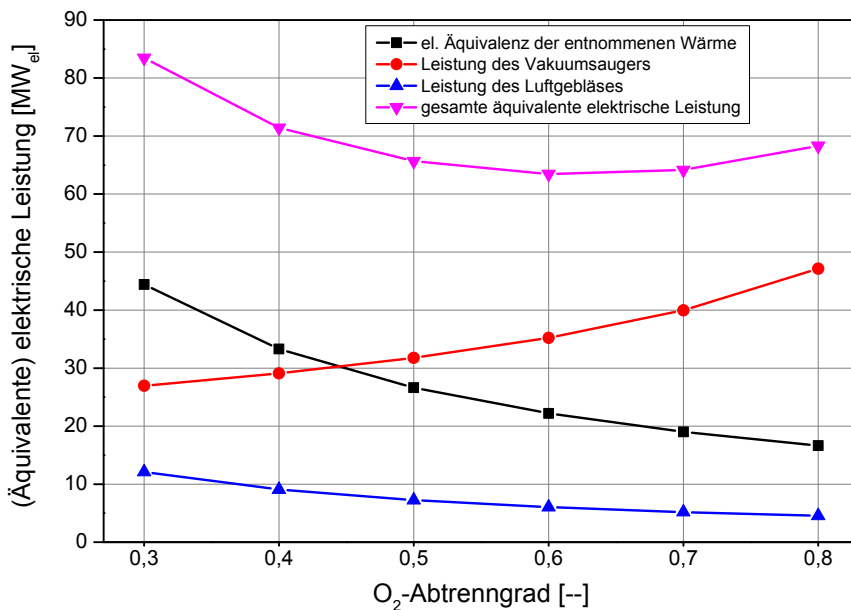


Abbildung 5.7: (Äquivalenter) Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung im Oxy-Vac-Jül-Konzept in Abhängigkeit vom O<sub>2</sub>-Abtrenngrad

Unter Berücksichtigung des bereitgestellten Sauerstoffmassenstroms von ca. 100,6 kg/s (Sauerstoffabtrenngrad 60%) beträgt der spezifische Elektrizitätsaufwand für die Sauerstoffbereitstellung 176 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub>. Verglichen mit dem Elektrizitätsaufwand der kryogenen Sauer-

stoffbereitstellung von  $245 \text{ kWh}_{el}/\text{t}_{\text{O}_2}$  für den Sauerstoff mit der Reinheit von über 99,5 Vol.-% (vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Bereitstellung des Sauerstoffes“) hat das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk beim Sauerstoffabtrenngrad von 60 % einen energetischen Vorteil von 28 % gegenüber der kryogenen Sauerstoffbereitstellung, vgl. Abbildung 5.8. Bei diesem Vergleich wird unterstellt, dass der Sauerstoff aus der kryogenen Sauerstoffbereitstellung durch die interne Abwärmenutzung auf die Temperatur von  $250^\circ\text{C}$  erwärmt wird, was im Regelfall nicht durchgeführt wird. Andernfalls ist der Vorteil der membranbasierten Sauerstoffbereitstellung noch größer.

Der membran- und vakuumbasierte Prozess ist auch gegenüber der auf die Anforderungen des Oxyfuel-Prozesses optimierten Erzeugung des Sauerstoffes mit der geringeren Reinheit von 95 Vol.-% aus energetischen Gesichtspunkten um bis zu 16 % günstiger, vgl. Abbildung 5.8. Da der energetisch optimierte kryogene Prozess diverse Verunreinigung aus der Luft im  $\text{CO}_2$ -reichen Strom verursacht, die ca. 0,2 %-Punkte des Nettowirkungsgrades kosten (vgl. Kapitel 2.2.2, Abschnitt „Bereitstellung des Sauerstoffes“), steigt der rechnerisch ermittelte Vorteil des Oxy-Vac-Jül-Konzeptes auf 18 %.

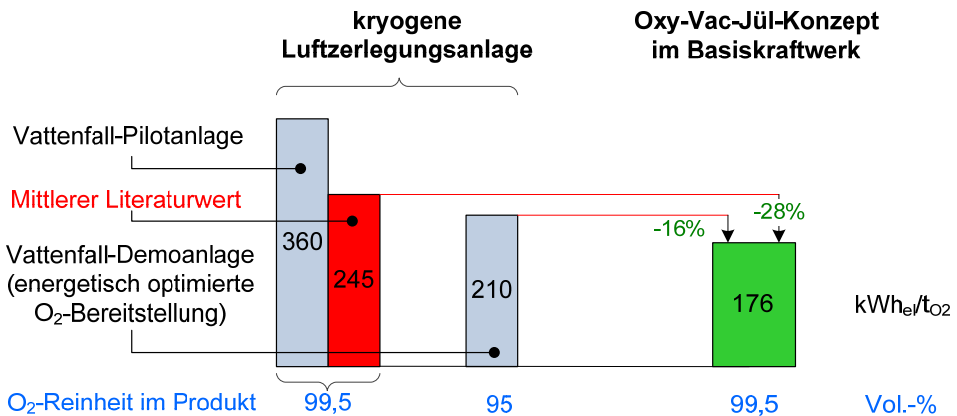


Abbildung 5.8: Energetischer Vergleich der kryogenen und membran- und vakuumbasierten Sauerstoffbereitstellung

Die Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes ist hinsichtlich der sowohl Volumen- als auch Massenströme deutlich größer als die Luftbereitstellung des Referenz-Kraftwerkes. Der Frischluftmassenstrom zur Membran steigt mit dem fallenden Sauerstoffabtrenngrad exponentiell und liegt beim Sauerstoffabtrenngrad von 30 % um das Dreifache höher als der Frischluftbedarf des Referenz-Kraftwerkes, vgl. Abbildung 5.9. Da der Frischluftmassenstrom zur Membran aufgewärmt und die Abluft abgekühlt werden müssen, vergrößert sich die erforderliche Wärmeübertragerfläche mit der Folge, dass der Luft-Abluft-Wärmeübertrager nicht nur voluminöser sondern auch schwerer wird. Beim steigenden Sauerstoffabtrenngrad wird der Luft-Abluft-Wärmeübertrager kleiner und leichter, der Luft- $\text{O}_2$ -Wärmeübertrager wird aufgrund des niedrigeren Vakuums dagegen voluminöser.

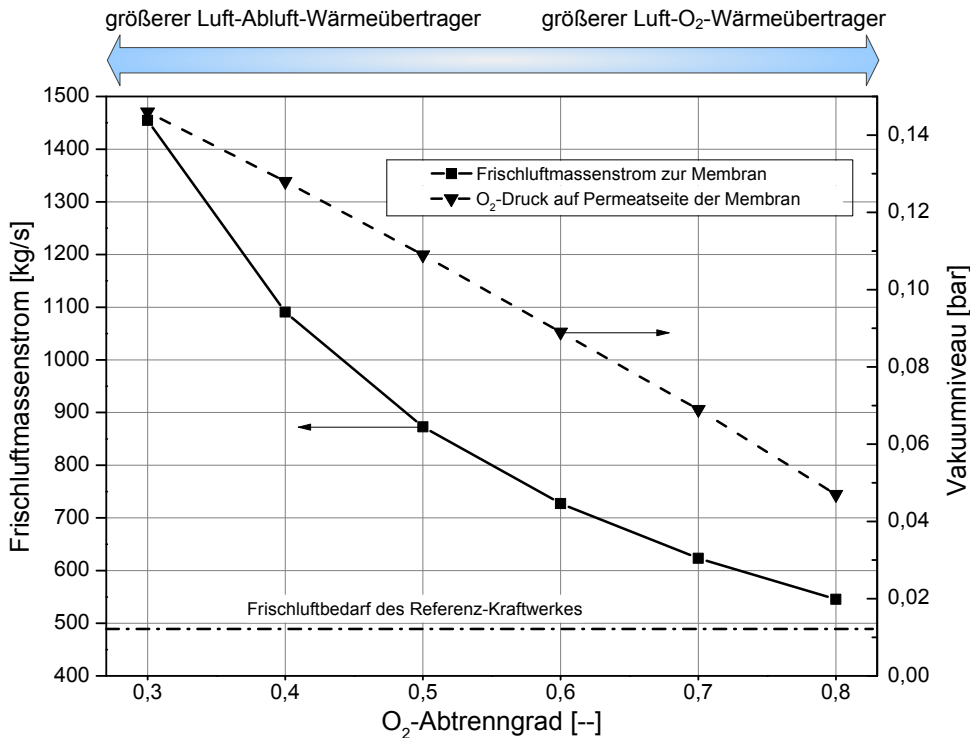


Abbildung 5.9: Frischluftmassenstrom und Vakuumniveau der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O<sub>2</sub>-Abtrenngrad

Der optimale Betriebspunkt der Sauerstoffbereitstellung wird durch die Höhe der Investitionskosten der Sauerstofferzeugungsanlage und durch den gesamten äquivalenten elektrischen Elektrizitätsbedarf festgelegt. Aufgrund der durchgeführten Analysen [121, 133] ist davon auszugehen, dass der kostenoptimale Betriebspunkt beim Sauerstoffabtrenngrad zwischen 60 und 80 % liegt.

### 5.2.3 Rauchgas

Tabelle 5.20 zeigt die Rauchgaszusammensetzung und -parameter des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach der Brennkammer und nach dem jeweiligen Teilprozess der Rauchgasreinigung. Zum Vergleich sind die Rauchgaszusammensetzung und -parameter des Referenz-Kraftwerkes aus Tabelle 4.22 angegeben und optisch durch die dunkleren Spalten hervorgehoben. Auf die Darstellung der BImSchV-konformen Schadstoffkonzentration wird verzichtet, da diese beim Vergleich nicht relevant ist.

Das Rauchgas des Oxyfuel-Kraftwerkes zeichnet sich durch die kleineren Massen- und insbesondere Volumenströme aus. Beispielsweise beträgt der Volumenstrom nach der Entstaubung 80 % und nach der Entschwefelung 42 % dessen des Referenz-Kraftwerkes.

Tabelle 5.20: Rauchgasparameter des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und des Referenzkraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung

Parameter	Einheit	Rauchgas nach ...													
		Brennkammer		Entstaubung		Entschwefelung		Kondensation		Produkt		Ventgas		Brüden- gas	
		RKW	Oxy	RKW	Oxy	RKW	Oxy	RKW	Oxy	Oxy	Oxy	Oxy	Oxy	Oxy	Oxy
N <sub>2</sub>	Vol.-%	74,13	4,13	74,29	5,27	70,08	4,93	6,78	0,70	27,25	27,83				
CO <sub>2</sub>	Vol.-%	15,24	69,30	14,49	64,61	13,77	60,57	83,30	98,00	51,88	41,48				
O <sub>2</sub>	Vol.-%	2,62	3,68	3,51	4,45	3,42	4,09	5,63	1,21	20,60	9,36				
H <sub>2</sub> O	Vol.-%	7,04	22,70	6,77	25,47	11,11	30,33	4,19	0,05	0,00	20,99				
Ar	Vol.-%	0,89	0,04	0,89	0,05	0,85	0,05	0,07	0,01	0,26	0,32				
Rauchgas- massenstrom	gasförmig	524	464	550	494	569	259	223	100	26,9	3,6				
	mit Flugstaub	530	470	550	494	569	259	223	100	26,9	3,6				
Rauchgasvolumenstrom	m <sup>3</sup> /s, f.	2115	1517	612	492	510	217	134	0,123	25	3,2				
	Nm <sup>3</sup> /s, f.	400	286	421	314	444	170	124	52	16,6	2,5				
	Nm <sup>3</sup> /s, tr.	371	221	392	234	395	118	118	52	16,6	2,0				
CO <sub>2</sub> -Massenstrom	kg/s	117,276	382,179	117,289	390,118	117,625	198,348	198,348	98,950	16,552	2,004				
SO <sub>x</sub>	mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	1490	4869	1412	4659	172	70	70	70	1	42				
NO <sub>x</sub>	mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	560	582	173	543	172	508	699	67	---	---				
Staub	mg/Nm <sup>3</sup> , tr.	16711	28095	24	22	12	5	1	---	---	---				
Rauchgastemperatur	°C	1200	1200	110	150	48	69	30	30	140	69				

Die in der Tabelle 5.20 gezeigte Rauchgaszusammensetzung nach der Brennkammer stimmt sehr gut mit der aus Tabelle 2.20 überein. Die geringen Abweichungen sind auf die unterschiedlichen Brennstoffe zurückzuführen: Steinkohle beim Oxy-Vac-Jul-Basiskraftwerk und trockene Braunkohle bei der Vattenfall-Pilotanlage.

Die Veränderung der  $\text{CO}_2$ -Konzentration korreliert um Wesentlichen mit der Veränderung der  $\text{H}_2\text{O}$ -Konzentration. Infolge der Rauchgareinigung sinkt die  $\text{CO}_2$ -Konzentration vom Austritt aus der Brennkammer von 69,3 auf 60,6 Vol.-% nach der Entschwefelung. Auf diesem Abschnitt des Rauchgasreinigungskanals steigt die  $\text{H}_2\text{O}$ -Konzentration aufgrund der Direktgaskühlung mit dem Kühlwasser und aufgrund der nassen Entschwefelung von 22,7 Vol.-% auf den Sättigungsgehalt von 30,3 Vol.-%. Erst ab dem Rauchgaskondensator und nach der  $\text{CO}_2$ -Nachreinigung steigt die  $\text{CO}_2$ -Konzentration auf bis zu 98 Vol.-% im Produkt.

Die  $\text{O}_2$ -Konzentration nach der Brennkammer liegt bis zu 40 % über der des Referenz-Kraftwerkes und verdeutlicht das Potential der Reduktion des Sauerstoffüberschusses von 15 auf 10 %, vgl. Kapitel 2.1.1, Abschnitt „Feuerung in der Rauchgas-Sauerstoffatmosphäre“. Der weitere Anstieg der  $\text{O}_2$ -Konzentration nach der Entstaubung ist durch die bauartbedingte Undichtheit des Rauchgas-Oxidansvorwärmers und durch den damit verbundenen Eintrag des sauerstoffreichen Oxidanses begründet, vgl. Kapitel 5.1.2, Tabelle 5.6. Nach der Rauchgaskondensation steigt die  $\text{O}_2$ -Konzentration auf über 5,6 Vol.-% und wird bei der Fremdgasabtrennung auf 1,2 Vol.-% reduziert. Der Zielwert der Tabelle 5.11 von 0,8 Vol.-% ist nicht eingehalten, weil die  $\text{O}_2$ -Konzentration vor der Verdichtung mit 5,6 Vol.-% für das ausgewählte Verfahren zu hoch ist.

Da die Sauerstofferzeugungsanlage den Sauerstoff definitionsgemäß mit der 100 %-igen Reinheit liefert (vgl. Kapitel 5.1.2), zeigt die Argon- und Stickstoffkonzentration den Eintrag der Falschluff in Höhe von 2 %. Der weitere Rauchgaskanal ist definitionsgemäß leckagefrei, so dass sich die Veränderung der  $\text{N}_2$ -Konzentration auf die Veränderung der Rauchgaszusammensetzung bezieht.

Das Produkt, also das verdichtete nahezu wasserfreie Kohlendioxid zur weiteren Nutzung oder zur Speicherung, besteht zu 98 Vol.-% aus Kohlendioxid. Der Großteil der Verunreinigungen sind Sauerstoff und Stickstoff, die bei der Fremdgasabtrennung durch die partielle Kondensation aufgrund des Stoffgleichgewichtes nicht vollständig abgetrennt werden.

Das Brüdengas aus dem externen Reaktionsbehälter der Entschwefelung enthält ca. 40 Vol.-%  $\text{CO}_2$ . Die  $\text{CO}_2$ -Konzentration liegt um Faktor 2 über dem bei der Vattenfall-Pilotanlage gemessenen Wert, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entschwefelung“. Der Grund dafür ist die zu starke Verdünnung des Rauchgases bei der Vattenfall-Pilotanlage durch die Zugabe der Oxidationsluft.

Die Zusammensetzung des Ventgases aus der Fremdgasabtrennung mit ca. 52 Vol.-%  $\text{CO}_2$  ist auf das Verfahren der partiellen Kondensation und auf das Gleichgewicht zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase bei der Gastrennung zurückzuführen. Die Nachreinigung des  $\text{CO}_2$ -reichen Ventgases kann weiteres  $\text{CO}_2$  abscheiden und damit die  $\text{CO}_2$ -Bilanz verbessern, vgl. nächstes Kapitel.



### 5.2.4 CO<sub>2</sub>-Bilanz

Der Oxyfuel-Prozess und die anschließende CO<sub>2</sub>-Erfassung werden mit dem Ziel durchgeführt, den CO<sub>2</sub>-Ausstoß in die Atmosphäre zu verringern. Um das Ergebnis diesbezüglich zu beurteilen, werden in Tabelle 5.21 die nach In- und Outputs differenzierten CO<sub>2</sub>-Bilanzen des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und des Referenz-Kraftwerkes miteinander verglichen.

Um die direkte Vergleichbarkeit der In- und Outputs der CO<sub>2</sub>-Bilanz zu ermöglichen, werden alle Inputströme und teilweise die Outputströme in CO<sub>2</sub>-Äquivalenten nach Gleichung 3.6 und 3.9 umgerechnet, obwohl sie tatsächlich beispielsweise als Kohlenstoff (Kohle) bzw. Kohlenmonoxid vorliegen.

Tabelle 5.21: CO<sub>2</sub>-Bilanz des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes beim Sauerstoffabtrenngrad 60%

Parameter	Einheit	Referenz-Kraftwerk	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
Input			
- Eintrag durch Kohle	kg/s	117,389	117,389
- Eintrag durch Luft	kg/s	0,256	0,001
- Entstehung in Entschwefelung	kg/s	0,334	0,378
Output			
- Austrag in Asche	kg/s	0,352	0,352
- unvollständig verbrannt	kg/s	0,002	0,002
- Austrag in Atmosphäre	kg/s	117,625	18,561
<i>davon</i>			
<i>in Entschwefelung</i>	kg/s	---	2,005
<i>in Fremdgasabtrennung / Verdichtung</i>	kg/s	---	16,556
- verdichtet	kg/s	---	98,952
<b>CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad, global</b>	<b>%</b>	<b>0</b>	<b>84,04</b>
CO <sub>2</sub> -Rückhaltegrad, kohlebezogen	%	0	84,31

Aufgrund der gleichen Feuerungswärmeleistung von 1210,3 MW<sub>th</sub> (vgl. Kapitel 5.1.1, Tabelle 5.2) sind die potentiellen CO<sub>2</sub>-Einträge durch Kohle bei beiden Kraftwerken gleich, vgl. Tabelle 5.21. Beim membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerk wird von einer Leckagefreiheit des Membranmoduls ausgegangen (vgl. 5.1.2, Abschnitt „Sauerstoffbereitstellung“), so dass der CO<sub>2</sub>-Eintrag durch die Luft ausschließlich durch die 2 %-ige Luftleckage des Dampferzeugers, bezogen auf die gesamte Rauchgasmenge, zurückzuführen ist, (vgl. Kapitel 5.1.1, Tabelle 5.2). Wegen des höheren Entschwefelungsgrades (99 gegen 87,0 %, vgl. 5.1.5, Tabelle 5.13) wird im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk mehr Schwefeldioxid umgesetzt, so dass sich gemäß Gleichung 2.5 mehr CO<sub>2</sub> bildet.

Der nach Gleichung 3.60 berechnete globale CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad wird auf den gesamten CO<sub>2</sub>-Eintrag in den Kraftwerksprozess bezogen und beträgt 84,04 %. Da aufgrund der Ablaufstruktur des Oxyfuel-Kraftwerkes und des gewählten Entschwefelungsverfahrens das in der kaltsteinbasierten Entschwefelung prozessbedingt entstehende CO<sub>2</sub> von der CO<sub>2</sub>-Nachreinigung und -Verdichtung gar nicht erfasst wird (vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitt „Entschwefelung“), beträgt der nach Gleichung 3.61 berechnete kohlebezogene CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes 84,31 %.

Obwohl die gesamte Rauchgasmenge und damit das gesamte CO<sub>2</sub> nach der Verbrennung erfasst wird, abgesehen von den Verlusten durch Unverbranntes, Asche und prozessbedingten Entschwefelungs-CO<sub>2</sub>, gehen durch die Rauchgasentschwefelung und Fremdgasabtrennung aus dem CO<sub>2</sub>-reichen Strom insgesamt 15,7 % des CO<sub>2</sub> des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes verloren. Die Fremdgasabtrennung hat einen 88 %-igen Anteil an den Verlusten nach der Verbrennung, da insbesondere das nach der Fremdgasabtrennung in die Atmosphäre geleitete Ventgas bis zu 52 Vol.-% CO<sub>2</sub> enthält, vgl. Tabelle 5.20. Das Abgas aus der Rauchgasentschwefelung enthält ca. 40 Vol.-% CO<sub>2</sub> vgl. Tabelle 5.20. Die Nachbehandlung des Ventgases oder seine teilweise Rückführung verringern den CO<sub>2</sub>-Verlust und verbessern dadurch die CO<sub>2</sub>-Bilanz. Der geringere Falschlufteinbruch oder das Vermeiden des Rauchgasvermischens aufgrund von Leckagen im Rauchgas-Oxidansvorwärmer können den CO<sub>2</sub>-Austrag ebenfalls reduzieren, da sich das CO<sub>2</sub> bei der Fremdgasabtrennung im Gleichgewicht zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase (Ventgas) befindet. Ein geringerer Anteil der Fremdgas im CO<sub>2</sub>-reichen Strom führt dazu, dass das Ventgas auch weniger CO<sub>2</sub> enthält.

Die oben beschriebenen Verfahren der Minimierung der CO<sub>2</sub>-Verluste befinden sich in der Entwicklung, vgl. Kapitel 2.2.7, Abschnitt „Minimierung der CO<sub>2</sub>-Verluste“. Dadurch stellt der oben genannte globale CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad des Kraftwerkes von 84,04 % bzw. 84,31 % einen konservativen, aber schon jetzt erreichbaren Wert der CO<sub>2</sub>-Minderung dar.

Das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk emittiert 151 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>el, Netto</sub>. Der nach Gleichung 3.62 berechnete CO<sub>2</sub>-Vermeidungsgrad gegenüber dem Referenz-Kraftwerk beträgt 80,18 % und liegt aufgrund des geringeren Nettowirkungsgrades des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes unter dem CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad.

### 5.2.5 Optimierungsbedarf

Da der Bruttowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes mit 49,83 %-Punkten geringfügig über dem des Referenz-Kraftwerkes mit 49,57 %-Punkten liegt (vgl. Kapitel 5.2.1), ist Wirkungsgradverlust des Basiskraftwerkes gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ausschließlich auf seinen höheren äquivalenten Elektrizitätsbedarf bzw. Eigenbedarf zurückzuführen.

Wie es in Kapiteln 5.2.1 und 5.2.2 gezeigt wurde, besteht der Eigenbedarf des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes aus dem

- Wärmebedarf für die Bereitstellung der Hochtemperaturwärme für die Endaufheizung der Frischluft sowie
- Elektrizitätsbedarf einzelner (Teil-) Prozesse.

Der Optimierungsbedarf wird am Beispiel des effizientesten Betriebspunktes des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes mit dem Sauerstoffabtrenngrad von 60 % ermittelt. Sein äquivalenter Eigenbedarf ist mit um 3,6-fache höher als der des Referenz-Kraftwerkes, vgl. Tabelle 5.22 sowie Tabelle 10.5.

Tabelle 5.22: Äquivalenter Eigenbedarf des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes in MW<sub>el</sub> sowie relative Veränderung

(Teil-) Prozess	Referenz-Kraftwerk	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk	Veränderung in %
Feuerung	1,759	1,759	100
Luft- bzw. Oxidansbereitstellung	6,271	69,408	1107
davon			
<i>O<sub>2</sub>-Bereitstellung (Elektrizität)</i>	---	41,270	---
<i>O<sub>2</sub>-Bereitstellung (Wärme), umgerechnet in den äquivalenten Elektrizitätsbedarf</i>	---	22,188	---
<i>Rauchgasrückführung</i>	---	5,949	---
Wasser-Dampf-Kreislauf	21,221	20,319	96
Kühlung	5,526	7,797	141
Rauchgasreinigung	6,776	10,428	154
davon			
<i>Entstaubung</i>	0,895	1,033	115
<i>Entschwefelung</i>	4,840	6,209	128
<i>Entwässerung und Trocknung</i>	---	2,081	---
<i>Entstickung</i>	1,041	1,105	106
Rest	2,945	2,940	100
CO <sub>2</sub> -Verdichtung	---	47,475	---
<b>Gesamter (Äquivalenter) Eigenbedarf</b>	<b>44,498</b>	<b>160,048</b>	<b>360</b>

Abgesehen vom Eigenbedarf der unveränderten Feuerung und des aufgrund der Wärmeentnahme aus dem Kessel geringfügig kleiner gewordenen Wasser-Dampf-Kreislaufes steigt der Eigenbedarf aller Kraftwerksprozesse im Vergleich zu denen des Referenz-Kraftwerkes, siehe Tabelle 5.22. Zusätzlich kommt der bisher nicht vorhandene Eigenbedarf der CO<sub>2</sub>-Verdichtung hinzu. Die Gründe für den Anstieg sind:

- bei der Oxidansbereitstellung:
  - o Sauerstoffabtrennung aus der Luft (Gebläse, Vakuumsauger und Wärmenahme) sowie
  - o Rauchgasrückführung, insbesondere die Druckverluste diverser Kraftwerkskomponenten im Rauchgaskanal und der Rauchgasrückführleitung

- bei der Rauchgasreinigung:
  - o höherer Druckverlust und höhere Umlaufpumpenleistung (Entschwefelung)
  - o höherer anteiliger Druckverlustausgleich in der Entstaubung und Entschwefelung wegen der höheren Rauchgastemperatur sowie
  - o Druckverlust und Eigenbedarf der zusätzlichen Rauchgasreinigung (Entwässerung / Trocknung)
- bei der Kühlung: um 250 % höherer Kühlungsbedarf der Zwischenkühlstellen zur Kühlung des Rauchgases vor der CO<sub>2</sub>-Verdichtung sowie in der O<sub>2</sub>- und CO<sub>2</sub>-Verdichtung.

Während beim Referenz-Kraftwerk die Speisewasserpumpe mit 20,0 MW<sub>el</sub> der größte Einzelverbraucher ist, sind es beim Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk der CO<sub>2</sub>-Verdichter und O<sub>2</sub>-Vakuumsauger mit 46,5 und 35,2 MW<sub>el</sub> entsprechend.

Aus der Analyse der oben genannten Gründe für den Wirkungsgradverlust des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung sind bei der Verwendung der Standardkraftwerkskomponenten folgende Optimierungsansätze denkbar:

### 1) Sauerstoffbereitstellung:

Die Aufgabe der Optimierung des Gastrennprozesses besteht in der Reduzierung seines Wärme- und Elektrizitätsbedarfes. Der Wärmebedarf der Sauerstoffbereitstellung wird durch folgende Optionen verringert:

- a) geringere Ablufttemperatur und damit verbesserte Abwärmenutzung
- b) geringerer Abluftstrom und damit geringerer Frischluftstrom
- c) Nutzung anderer Wärmequellen zur Substitution der heißen Rauchgaswärme.

Der Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung wird durch folgende Optionen verringert:

- d) höheres Permeatdruck
- e) geringere Druckverluste einzelner Module
- f) größere Anzahl der Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers
- g) geringere Sauerstoffeintrittstemperatur in den Vakuumsauger.

Die Maßnahmen Ablufttemperatur (a), Permeatdruck (d) und Druckverluste einzelner Module (e) beziehen sich auf die Auslegung einzelner Komponenten und werden im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt. Bei der definierten globalen Oxidanzahl bedeutet der verringerte Frischluftstrom den erhöhten Sauerstoffabtrenngrad (vgl. Abbildung 5.9) und stellt damit den Betriebspunkt dar, der hier vereinbarungsgemäß konstant gehalten wird. Die Option (b) wird hier deshalb nicht mehr betrachtet. Wärmequellen mit der Temperatur von über 800°C außer Rauchgas sind im Oxy-Vac-Jül-Prozess nicht vorhanden. Die Erwärmung der Luft mittels Elektrizität wird für diesen Kraftwerksprozess nicht betrachtet. Die Nutzung anderer Wärmequellen (c) ist hier deshalb nicht möglich. Somit bleiben als Optionen der Designoptimierung des Gastrennprozesses die Maßnahmen (f) und (g) übrig.

2) Rauchgasrückführung:

- h) geringerer Rauchgasmassenstrom der Rückführung
- i) weniger Kraftwerkskomponenten im Rauchgaskanal und kürzere Rauchgasrückführleitung

Die Maßnahme (h) wird teilweise durch die Anpassung des Dampferzeugers an das höhere Temperaturniveau der Verbrennung und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt. Somit bleiben als Option der Modifikation der Rauchgasrückführung die Maßnahme (i) übrig.

3) Rauchgasreinigung und Kühlung:

Der Elektrizitätsbedarf der Rauchgasreinigung und Kühlung wird durch folgende Optionen verringert:

- j) geringerer zu behandelnder Rauchgasmassen- und -volumenstrom
- k) Verminderung des Falschlufteintrages
- l) niedrigere Rauchgastemperatur der Rauchgasreinigung
- m) geringere Rauchgaskühlung.

Die Maßnahme (k) wird mit 2 % der Rauchgasmenge nach dem Dampferzeuger als unverändert festgelegt (vgl. Tabelle 5.2) und wird im Weiteren nicht behandelt. Die anderen Optionen (j), (l) und (m) werden im Rahmen der Änderung der Modifikation der Rauchgasrückführung und der Abwärmenutzung untersucht.

### 5.3 Zusammenfassung

Die Ablaufstruktur und die Parameter des heute baubaren fortschrittlichen Oxyfuel-Dampfkraftwerkes orientieren sich auf den derzeitigen Stand der Kraftwerkstechnik und der Oxyfuel-Forschung aus Kapiteln 2.1 und 2.2. Die Integration des membran- und vakuumbasierten Oxy-Vac-Jül-Konzeptes aus Kapitel 2.3 in das Oxyfuel-Dampfkraftwerk wird im Weiterem als Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk oder Basiskraftwerk bezeichnet.

Der Wasser-Dampf-Kreislauf des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und seine Parameter sind weitestgehend mit denen des Referenz-Kraftwerkes aus Kapitel 4 identisch, abgesehen vom oxyfuelspezifischen, aber bauartähnlichen Wärmeverschiebesystem und von der Dampfentnahme für die Rauchgastrocknung. Das Oxyfuel-Basiskraftwerk hat zusätzliche Kühlungsstellen im Rauchgaskanal, Rauchgaskondensator sowie in der Sauerstoff- und Kohlendioxidverdichtung mit der Folge, dass der Kühlungsbedarf der Zwischenkühlstellen um 250 % ansteigt. Die Feuerung wird an die Oxyfuel-Randbedingungen, insbesondere an die Brennstofftrocknung und Förderung mittels des Rauchgases wärmetechnisch angepasst, sonstige Parameter bleiben unverändert. Aufgrund der bewährten und unter Oxyfuel-Bedingungen schon erprobten Technologien wird das Rauchgas des Oxyfuel-Basiskraftwerkes mittels des kalten Elektrofilters aufgrund des höheren Säuretaupunktes bei 150°C vom Flugstaub und mittels der kalksteinbasierten Rauchgasentschwefelung bei 95°C von Schwefeloxiden gereinigt und dann im Rauchgasmischkondensator bis auf den Wasserdampfsättigungsdruck bei 30°C entwässert. Während der 8-stufigen Verdichtung auf 200 bar wird das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas in der wäschebasierten Hochdruckentstickung von Stickoxiden gereinigt, adsorptiv getrocknet und mittels der partiellen Kondensation von Fremdgasen befreit.

Um den Säuretaupunkt nicht zu unterschreiten, wird das Rauchgas für die Trocknung und Förderung des Kohlestaubes (Primäroxidans) vor dem Kreislauf über Kohlemühlen entstaubt, entschwefelt, entwässert und anschließend mit einem Teil des zur Verbrennung bereitgestellten Sauerstoffes vermischt. Um die Brennkammertemperatur zu begrenzen, wird ein zweiter Teil des Rauchgases (Sekundäroxidans) nach seiner Entstaubung zurückgeführt und anschließend mit dem Verbrennungssauerstoff vermischt. Beide Oxidansen werden wie beim Referenz-Kraftwerk auf 350°C im Regenerativ-Wärmeübertrager vorgewärmt, wobei das Primäroxidans anschließend mit dem oben genannten Wärmeverschiebesystem abgekühlt wird, um die Sichtertemperatur nach Kohlemühlen wie beim Referenz-Kraftwerk von 100°C einzuhalten.

Die Merkmale des Basiskraftwerkes sind eine einfache Prozessführung mit standardisierten und großtechnisch bewährten Kraftwerkskomponenten und eine direkte Rauchgaskühlung. Aufgrund von niedrigeren Grenzwerten der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Produkt ist der Schadstoffumsatzgrad in der Rauchgasreinigung des Oxyfuel-Prozesses höher als beim Referenz-Kraftwerk, beispielsweise in der Entstaubung 99,9 statt 99,8 % und in der Entschwefelung 99 statt 87 %.

Der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk weist in Abhängigkeit vom Sauerstoffabtrenngrad aus der Luft ein flaches Maximum auf und erreicht den maximalen Wert von 36,6 %-Punkten beim Sauerstoffabtrenngrad bei 60 %. Dies entspricht einem Nettowirkungsgradverlust von 9,3 %-Punkten gegenüber dem Referenz-Kraftwerk. Die CO<sub>2</sub>-Bilanz zeigt einen globalen CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad von 84 % mit einer Reinheit von 98 Vol.-%. Rückhaltegrad und Reinheit können durch die Optimierung der CO<sub>2</sub>-Verdichtung und der Ab-

laufstruktur des Kraftwerkes gesteigert werden. Dies gilt insbesondere bei der Nachbehandlung des Ventgases, das aufgrund der Gleichgewichtseinstellungen in der partiellen Kondensation je nach Anteil der Fremdgase noch bis zu 52 % aus Kohlendioxid besteht.

Das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk emittiert  $151 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{el, Netto}}$ . Gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ohne  $\text{CO}_2$ -Abtrennung werden 80 %  $\text{CO}_2$  vermieden.

Der Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung besteht aus dem Elektrizitätsbedarf motorbetriebener Komponenten wie Vakuumsauger und Gebläse sowie aus dem Wärmebedarf für die Luftenderwärmung auf die Betriebstemperatur der Membran. Der Bedarf an Hochtemperaturwärme wird mittels des Wirkungsgrades des Dampf-Kraft-Prozesses in den äquivalenten Elektrizitätsbedarf umgerechnet. Beim 60 %-igen Sauerstoffabtrenngrad verursacht der direkte und äquivalente Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung einen Wirkungsgradverlust von insgesamt 5,25 %-Punkten. Unter Berücksichtigung des mittels der Membran bereitgestellten Sauerstoffmassenstromes von  $100,6 \text{ kg/s}$  beträgt der spezifische äquivalente Elektrizitätsaufwand der Sauerstoffbereitstellung  $176 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{t}_{\text{O}_2}$ . Die membranbasierte Sauerstoffbereitstellung mit dem Oxy-Vac-Jül-Konzept hat damit einen energetischen Vorteil von mindestens 28 % gegenüber der kryogenen Sauerstoffbereitstellung mit der vergleichbaren Sauerstoffreinheit.

Aus dem direkten und äquivalenten elektrischen Eigenbedarf des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes, der 3,6-fach höher als der des Referenz-Kraftwerkes ist, wird sein Optimierungsbedarf ermittelt und die Optimierungsansätze für Kapitel 6 erarbeitet.

## 6 Optimierung der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes

Die Optimierungen dieser Arbeit sind Veränderungen der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes mit dem Ziel

- den elektrischen und thermischen Eigenbedarf des Kraftwerkes zu senken
- den Bedarf an Hilfs- und Betriebsmitteln zu verringern
- die Bruttoleistung des Kraftwerkes zu erhöhen.

Die Optimierungen beinhalten die Verwendung der großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik. Die Optimierungsansätze resultieren aus der vorangegangenen Analyse des Basiskraftwerkes in Kapitel 5.2.5 und lassen sich in der in Tabelle 6.1 strukturieren.

Tabelle 6.1: Struktur der Optimierungen des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes

Kategorie	Optimierung
Designoptimierung des Gastrennprozesses	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenstufenkühlung</li> <li>- Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger</li> </ul>
Modifikation der Rauchgasrückführung im Kraftwerk	<ul style="list-style-type: none"> <li>- kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung</li> <li>- warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung</li> <li>- warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung</li> </ul>
Anlageninterne Abwärmernutzung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Rauchgaswärmenutzung</li> <li>- Sauerstoffwärmenutzung</li> <li>- Kohlendioxidwärmenutzung</li> </ul>

Die in Tabelle 6.1 dargestellten Optimierungskategorien werden in Kapiteln 6.1 bis 6.3 und jede einzelne Optimierung in den untergeordneten Kapiteln 6.1.1 bis 6.3.3 behandelt. Die Optimierungen werden bei Bedarf durch die weiter aufgeschlüsselten Optionen ergänzt. Die Untersuchung jeder Optimierung umfasst

- Prozessbeschreibung mit der Darstellung der Änderungen gegenüber dem Basiskraftwerk
- Angabe der Änderungen der wichtigsten Auslegungsparameter gegenüber dem Basiskraftwerk. Die abweichende Modulauslegung wird beschrieben.
- Ergebnisdarstellung mit Angabe der Veränderungen des Nettowirkungsgrades und der Größen der durch die Änderung der Ablaufstruktur betroffenen Hauptkomponenten gegenüber dem Basiskraftwerk. Zusätzlich werden die Gründe für die Komponentengrößenänderungen erläutert. Die Ergebnisse einzelner Optimierungen in Kapiteln 6.1.1 bis 6.3.3 beziehen sich immer auf das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk.

Da der Nettowirkungsgrad und die Komponentengrößen des Basiskraftwerkes im Einzelfällen vom Sauerstoffabtrenngrad abhängen, wird als Basiskraftwerk für die Untersuchung der Optimierungsoptionen das thermodynamisch optimalste Kraftwerk mit dem Nettowirkungsgrad von 36,60 %-Punkten im Betriebspunkt „Sauerstoffabtrenngrad 60 %“ gewählt.



## 6.1 Designoptimierung des Gastrennprozesses

Das Ziel der Designoptimierung des Gastrennprozesses ist die Steigerung des elektrischen Nettowirkungsgrades des Gesamtsystems durch die Änderung der Ablaufstruktur des Gastrennprozesses. Die Optionen der Designoptimierung des Gastrennprozesses vermindern den Leistungsbedarf des im Übrigen unveränderten Vakuumsaugers.

### 6.1.1 Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung

Der Vakuumsauger der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes ist ein zweistufiger Axialkompressor mit einer einfachen Zwischenstufenkühlung, um die Sauerstoffaustrittstemperatur auf maximal 350°C zu begrenzen, vgl. Kapitel 5.1.2.

Eine mehrstufige Verdichtung verringert die Verdichtungsendtemperatur und die Verdichtungsarbeit im Vergleich zu einer zweistufigen Verdichtung. Der Idealfall stellt die isotherme Verdichtung eines Fluids vom Anfangs- auf den Enddruck dar, deren Arbeit mit folgender Gleichung beschrieben wird:

$$w_{r,1-2} = R \times T \times \ln \frac{p_2}{p_1} \quad 6.1$$

mit

$w_{r,1-2}$	isotherme Verdichtungsarbeit vom Zustand 1 in den Zustand 2
$R$	Universelle Gaskonstante
$T$	Temperatur
$p_1, p_2$	Gaseintrittsdruck, Verdichtungsenddruck

Im Vergleich zu Kolben- und Membranverdichtern ist in Turboverdichtern eine unmittelbare Kühlung des Fluids nicht möglich. Daher wird das adiabatisch verdichtete Fluid abschnittsweise in den Zwischenstufenkühlern gekühlt. Mit jedem Zwischenstufenkühler steigt der bauliche Aufwand. Zusätzlich tritt in jedem Zwischenstufenkühler ein Druckabfall auf [18, S. P 31], so dass selten mehr als vier oder fünf Stufen realisiert werden [8, S. 283]. Für die mehrstufige isentrope Verdichtung idealer Gase mit  $N$  Stufen ist die isentrope Verdichtungsarbeit dann minimal, wenn das Stufendruckverhältnis aller Stufen gleich ist [8, S. 283]:

$$\psi_{Stufe} = \sqrt[N]{\frac{p_2}{p_1}} \quad 6.2$$

mit

$\psi_{Stufe}$	Stufendruckverhältnis
----------------	-----------------------

Um den Einfluss der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen auf die Sauerstoffbereitstellung und auf den Gesamtprozess zu untersuchen, werden im Folgenden die Optionen mit 2, 3, 4 und 5 Zwischenstufenkühlungen (ZSK) analysiert. Diese werden im Weiteren als Optimierungsoptionen ZSK-2 bis ZSK-5 bezeichnet, wobei die Zahl die Anzahl der Zwischenstufen-



### 6.1.1.2 Modulauslegung

Die Wärmeentnahme im Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung beeinflusst den Wärmehaushalt der Sauerstoff-Rauchgasseite des Kraftwerksprozesses. Betroffen sind deshalb alle Module des Rauchgasweges, der Wärmeübertragung, des Sauerstoffbereitstellungsprozesses sowie die Module des Kühlsystems. Die weitere Beschreibung umfasst den Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung. Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

#### Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung

Die *Wirkungsgrade einzelner Stufen*, *Gasaustrittstemperatur nach der jeweiligen Zwischenstufenkühlung* und der *prozentuale gasseitige Druckverlust einzelner Zwischenstufenkühler* des Vakuumsaugers entsprechen denen des Vakuumsaugers des Basiskraftwerkes, vgl. Kapitel 5.1.2 sowie Tabelle 5.5. Das Verdichtungsverhältnis der ersten Stufe des Vakuumsaugers ist geringfügig kleiner als der in Tabelle 6.2 angegebene Durchschnitt, da die Sauerstoffeintrittstemperatur in den Vakuumsauger mit  $76^{\circ}\text{C}^{24}$  höher als nach der jeweiligen Zwischenstufenkühlung ( $43^{\circ}\text{C}$ ) ist. Die als Oberflächenkühler im Gegenstromprinzip ausgeführten Zwischenstufenkühler werden mit dem Kühlwasser des Zwischenkühlwassersystems gekühlt. Die Parameter des Zwischenkühlwasserprozesses entsprechen denen des Basiskraftwerkes, vgl. Kapitel 5.1.4 und Tabelle 5.8, wobei der Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen nach Gleichung 5.2 anhand der mittels des Zwischenkühlwassersystems abzuführenden Abwärme berechnet wird. Tabelle 6.2 fasst die Auslegungsparameter des mehrstufig gekühlten Vakuumsaugers zusammen.

Tabelle 6.2: Auslegungsparameter des Vakuumsaugers des Basiskraftwerkes und des mehrstufigen Vakuumsaugers

Kraftwerk		Zwischenstufenkühlung, gasseitig			Verdichtungsverhältnis	Wirkungsgrad	
		Anzahl	Temp.	Druckverlust		polytr.	mech./ el.
		---	$^{\circ}\text{C}$	% des Eintrittsdruckes	---	%	
Basis		1	43	2	3,26	80	95
Optimierungsoption	ZSK-2	2			2,36		
	ZSK-3	3			1,90		
	ZSK-4	4			1,67		
	ZSK-5	5			1,54		

<sup>24</sup> Die Sauerstoffeintrittstemperatur in den Vakuumsauger von  $76^{\circ}\text{C}$  ergibt sich aus der in Kapitel 5.1.2 bzw. Tabelle 5.5 angenommenen oberen Grädigkeit des Luft- $\text{O}_2$ -Wärmeübertragers von 50 K sowie aus der Lufteintrittstemperatur in den Wärmeübertrager nach dem Luftgebläse von  $25^{\circ}\text{C}$ .

Als Wärmeübertragerform wird ein Rohrbündelwärmeübertrager gewählt. Es wird unterstellt, dass die Mindestströmungsgeschwindigkeit des Kühlwassers durch die geeigneten Abmessungen des Wärmeübertragers und der Röhre sowie durch die geeignete Fluidführung in allen Fällen nicht unterschritten wird.

Laut dem VDI-Wärmeatlas liegt der Wärmedurchgangskoeffizient (k-Wert) eines Gas-Flüssig-Rohrbündelwärmeübertragers bei 1 bar zwischen 15 und 70 W/m<sup>2</sup>K, wobei die höheren Werte für optimale Bedingungen gelten: größere Strömungsgeschwindigkeiten, optimale Mengenverhältnisse etc. [60, S. Cc 1]. Der k-Wert steigt mit dem steigenden Gasdruck.

Der gasseitige Druck in jedem Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers hängt von der Anzahl der Zwischenstufenkühler ab. Um den Auslegungsaufwand der Zwischenstufenkühler zu begrenzen, werden diese mit einem durchschnittlichen k-Wert ausgelegt. Dieser wird im Bereich von 0,089 bis 1,013 bar mit 27 W/m<sup>2</sup>K angenommen und bildet die Realität beim Gasdruck von ca. 300 mbar laut der Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig [141] sehr gut ab. Die Wärmeübertragerfläche wurde nach Gleichung 3.38 berechnet. Als Werkstoff wurde nach [141] Edelstahl ausgewählt.

Die Komponentenauslegung und -größenabschätzung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers, Elektrofilters, Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.

### 6.1.1.3 Ergebnisse

Im Oxy-Vac-Jül-Prozess werden im Betriebspunkt „Sauerstoffabtrenngrad 60 %“ ca.<sup>25</sup> 100,6 kg/s Sauerstoff vom Permeatdruck von 0,089 bar auf den Umgebungsdruck von 1,013 bar verdichtet, vgl. Kapitel 5.2.2 bzw. Tabelle 5.4. Die Verdichtungsarbeit des Vakuumsaugers sinkt von 35,2 MW<sub>el</sub> beim Basiskraftwerk mit einfacher Zwischenstufenkühlung auf 30,3 MW<sub>el</sub> mit fünffacher Zwischenstufenkühlung, vgl. Abbildung 6.2. Der energetische Vorteil wird mit jeder Stufe umso geringer, je größer die Zahl der schon vorhandenen Stufen ist, vgl. Kapitel 6.1.1. Der Idealfall der mit Gleichung 6.1 berechneten isothermen Verdichtung bei 43°C liegt mit 20,1 MW<sub>el</sub> deutlich unter der realen Verdichtung, vgl. blaue durchgezogene Linie in Abbildung 6.2. Mit dem in der Simulation verwendeten polytropen und mechanisch / elektrischen Wirkungsgrad von 80 bzw. 95 % (siehe Tabelle 6.2) steigt die Verdichtungsarbeit auf 25,1 bzw. 26,4 MW<sub>el</sub>, vgl. blaue gestrichelte und punktierte Linien in Abbildung 6.2. Die Differenz zwischen der isothermen und realen sechsstufigen Verdichtung mit der fünffachen Zwischenstufenkühlung (Option ZSK-5) ist auf folgende Faktoren zurückzuführen:

- die mit 5 Stufen endliche Stufenanzahl der realen Verdichtung
- den mit 2 % des Gaseintrittsdruckes angesetzten Druckverlust in jeder Zwischenstufenkühlung sowie
- die höhere Sauerstoffeintrittstemperatur in den Vakuumsauger von 76°C statt 43°C.

---

<sup>25</sup> Beim konstanten O<sub>2</sub>-Bedarf für die Verbrennung hängt der O<sub>2</sub>-Massenstrom aus der Membran vom Anteil des im Rauchgas zurückgeführten Sauerstoffes und schwankt je nach Simulationsdurchlauf um bis zu 0,05 %.

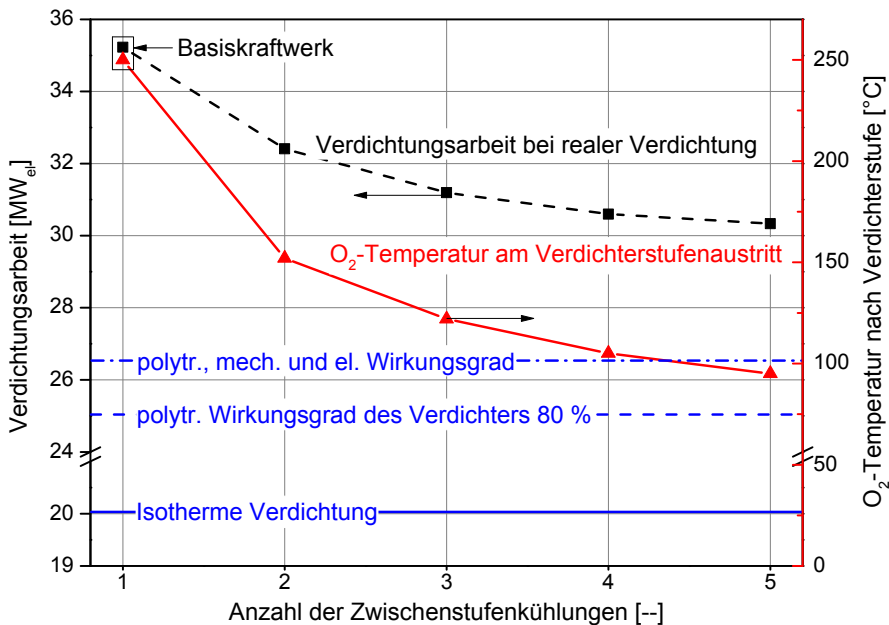


Abbildung 6.2: Leistungsbedarf der isothermen und realen Verdichtung der Sauerstoffbereitstellung im zwei- und mehrstufigen Vakuumsauger sowie die durchschnittliche Sauerstoffaustrittstemperatur nach Verdichterstufen

Die steigende Anzahl der Zwischenstufenkühlungen führt zur geringeren Sauerstoffaustrittstemperatur aus dem Vakuumsauger (vgl. rote Linie in Abbildung 6.2) und damit zur geringeren Temperatur des Rauchgas-Sauerstoffgemisches. Dadurch verringert sich der Leistungsbedarf der Primär- und Sekundäroxidansgebläse. Um das Rauchgas-Sauerstoffgemisch auf die in Tabelle 5.6 definierte Temperatur von 350°C zu erwärmen, wird im Rauchgas-Oxidansvorwärmer der bis zu 13 % höhere Wärmestrom übertragen, vgl. Anhang 10.5.1, Tabelle 10.7. Dadurch kühlt sich das Rauchgas noch stärker ab und der Leistungsbedarf der Entschwefelungs- und Kondensatorgebläse verringert sich ebenfalls.

Aufgrund von beiden oben beschriebenen Effekten steigt der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses je nach Anzahl der Zwischenstufenkühlungen des Vakuumsaugers von 36,59 bis auf 37,08 %-Punkte, vgl. Abbildung 6.3. 85 bis 87 % des Anstieges sind auf die oben genannte geringere Verdichtungsarbeit des Vakuumsaugers im Vergleich zum Basiskraftwerk zurückzuführen, der Rest – auf den geringeren Leistungsbedarf der Gebläse im Rauchgaskanal. Der energetische Vorteil wird mit jeder Stufe aus oben genannten Gründen kleiner, vgl. Kapitel 6.1.1.

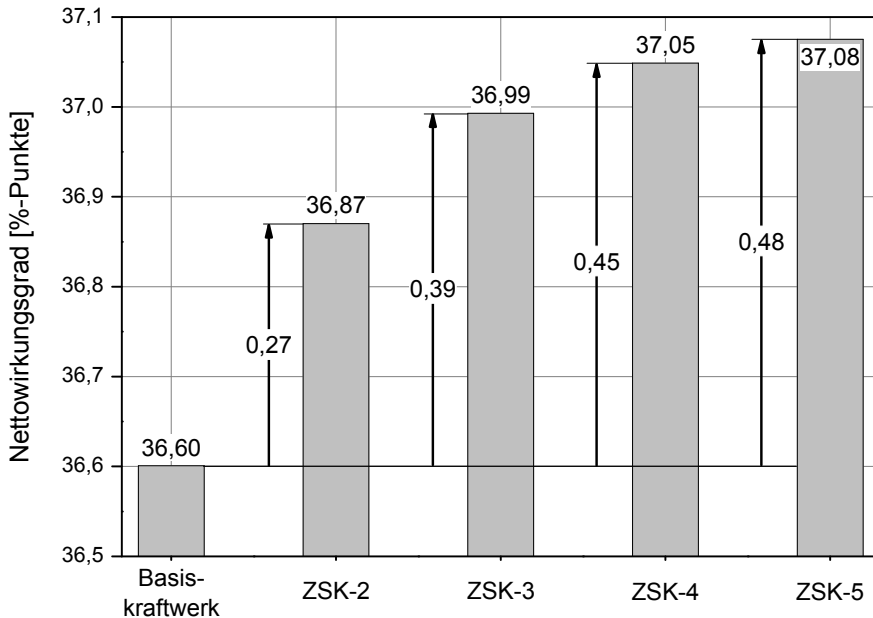


Abbildung 6.3: Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen

Die steigende Anzahl der Zwischenstufenkühlungen vergrößert den Kühlungsbedarf der Sauerstoffbereitstellung und dementsprechend den Aufwärmebedarf des Oxidanses vor der Verbrennung, siehe oben. Die gesamte Wärmeübertragerfläche aller Zwischenstufenkühler steigt um bis zu 295 % gegenüber dem Basiskraftwerk an (vgl. Tabelle 6.3), da sich der abzuführende Wärmestrom um bis zu 37 % vergrößert und die logarithmische Temperaturdifferenz um bis zu 54 % verringert, vgl. Anhang 10.5.1, Tabelle 10.7. Die Wärmeübertragerfläche des Rauchgas-Oxidansvorwärmers nimmt aufgrund des um 13 % höheren Aufwärmebedarfes des Oxidanses um bis zu 8 % zu, vgl. Tabelle 6.3.

Die geringere Sauerstoffaustrittstemperatur aus dem Vakuumsauger führt zu insgesamt kälterem Rauchgas, siehe oben. Dadurch sinkt der Kühlungsbedarf des Rauchgases vor der Entstaubung und Entschwefelung, und als Folge der zu behandelnde Rauchgasvolumenstrom je nach Messpunkt um bis zu 3,8 % (hier: vor dem Rauchgaskondensator, vgl. Kapitel 10.5.2, Tabelle 10.25). Dadurch können die Komponenten der Rauchgasreinigung wie Elektrofilter, Entschwefelungsabsorber und Rauchgaskondensator um bis zu 2 % kleiner dimensioniert werden, vgl. Tabelle 6.3.

Tabelle 6.3 stellt den Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoption dar; die vollständigen Auslegungsdaten sind im Anhang 10.5 enthalten.

Tabelle 6.3: Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der Optionen mit der mehrstufigen Verdichtung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis- kraftwerk	Optimierungsoptionen			
				ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5
O <sub>2</sub> -Bereitstellung	Zwischenstufenkühler, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	8,7	15,4	19,5	23,0	25,8
		%	100,0	175,9	223,1	263,4	295,3
Oxidansbereitstellung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	90,5	92,1	93,0	93,5
		%	100,0	104,6	106,5	107,5	108,1
Entstaubung	Elektrofilter, Niederschlags Elektrodenfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	73,1	72,6	72,5	72,3
		%	100,0	99,0	98,4	98,2	98,0
Entschwefelung	Absorber, Durchmesser	m	8,43	8,33	8,29	8,27	8,27
		%	100,0	98,9	98,4	98,2	98,2
Rauchgaskondensation	Kondensator, Durchmesser	m	8,14	8,06	8,00	7,98	7,98
		%	100,0	99,0	98,3	98,1	98,1
Wirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk		%-Punkte	---	0,27	0,39	0,45	0,48

Zusammengefasst hat die Anwendung des mehrstufigen Vakuumsaugers einen Wirkungsgradvorteil von 0,27 bis 0,48 %-Punkte im Vergleich zum Basiskraftwerk. Gleichzeitig vergrößert diese Optimierung des Gastrennprozesses nicht nur den Bauaufwand der unmittelbar betroffenen Komponente des Vakuumsaugers um bis zu Dreifache, sondern auch den Bauaufwand des Rauchgas-Oxidansvorwärmers um bis zu 8 %. Positiv ist, dass die Rauchgasreinigung um bis zu 2 % kleiner dimensioniert werden kann.

### 6.1.2 Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger

Im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk wird der Sauerstoff aus der Membran im Luft-O<sub>2</sub>-Wärmeübertrager gegen die aufzuheizende Luft auf 76°C abgekühlt und tritt dann in den Vakuumsauger ein, vgl. Abbildung 5.1. Diese Temperatur ist das Ergebnis der Simulation des Basiskraftwerkes in Kapitel 5.1 und hängt vor allem von der in Kapitel 5.1.2 angenommenen oberen Grädigkeit des Luft-O<sub>2</sub>-Wärmeübertragers, die beim Basiskraftwerk 50 K beträgt, vgl. Tabelle 5.5.

Die spezifische isentrope Verdichtungsarbeit ist bei der Verdichtung idealer Gase temperaturabhängig und lässt sich durch die Absenkung der Gaseintrittstemperatur verringern:

$$w_{is,1-2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \times T_1 \times \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right) \quad 6.3$$

Des Weiteren beeinflusst die Gaseintrittstemperatur die Verdichtungsendtemperatur:

$$T_2 = T_1 \times \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

6.4

mit

$w_{is,1-2}$	isentrope Verdichtungsarbeit vom Zustand 1 in den Zustand 2
$R, \kappa$	Universelle Gaskonstante, Isentropenexponent
$T_1, T_2$	Gaseintrittstemperatur, Verdichtungsendtemperatur
$p_1, p_2$	Gaseintrittsdruck, Verdichtungsdruck

Die Absenkung der Gaseintrittstemperatur verringert somit die erforderliche Verdichtungsarbeit und Verdichtungsendtemperatur, die unter Umständen die Verwendung billigerer Werkstoffe im Vakuumsauger und im Zwischenstufenkühler ermöglicht. Um den Einfluss der Kühlung auf die Sauerstoffbereitstellung zu untersuchen, werden die Optionen der Sauerstoffkühlung (Abkürzung: SK) mit der Sauerstoffaustrittstemperatur von 35, 45, 55 und 65°C analysiert. Diese werden im Weiteren als SK-35 bis SK-65 bezeichnet, wobei die Zahl die Sauerstofftemperatur nach dem Sauerstoffkühler beschreibt.

### 6.1.2.1 Prozessbeschreibung

Der Sauerstoffkühler wird zwischen dem Luft-O<sub>2</sub>-Wärmeübertrager und dem Vakuumsauger platziert und kühlwasserseitig in das Zwischenkühlwassersystem des Kraftwerkes integriert, vgl. Abbildung 6.4. Die Änderungen gegenüber dem Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk sind rot gekennzeichnet. Die Angaben zu den Fluidtemperaturen in Abbildung 6.4 beziehen sich auf die Auslegung in Kapitel 6.1.2.2.

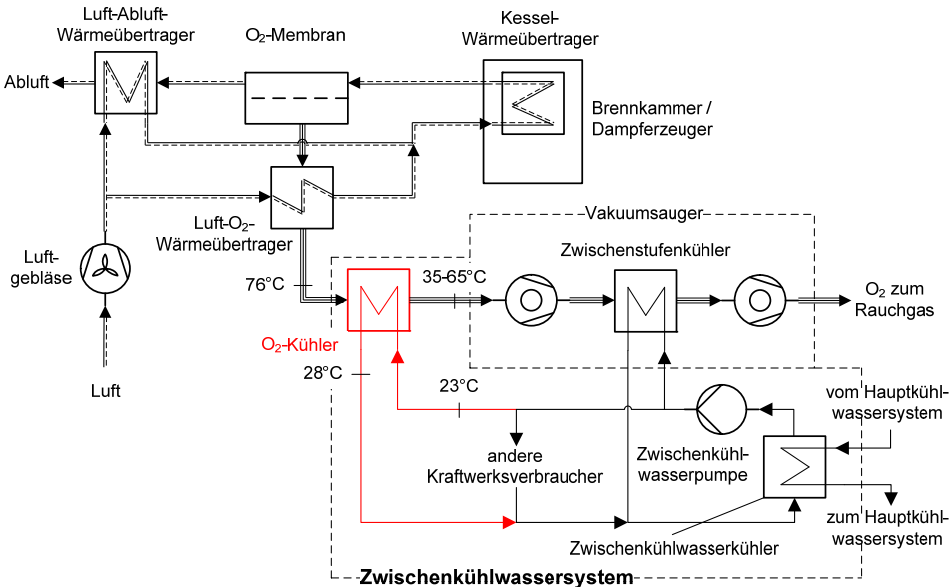


Abbildung 6.4: Ablaufstruktur der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit einem Sauerstoffkühler



### 6.1.2.2 Modulauslegung

Wie beim Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung beeinflusst die Wärmeentnahme im Sauerstoffkühler den Wärmehaushalt der Sauerstoff-Rauchgasseite des Kraftwerksprozesses. Betroffen sind deshalb alle Module des Rauchgasweges, der Wärmeübertragung, des Sauerstoffbereitstellungsprozesses sowie die Module des Kühlsystems. Die weitere Beschreibung umfasst den Sauerstoffkühler vor dem Vakuumsauger. Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

#### Sauerstoffkühler

Der Sauerstoffkühler ist ein Oberflächenwärmeübertrager im Gegenstromprinzip, wird mittels des Zwischenkühlwassersystems gekühlt und ist damit mit dem Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers vergleichbar. Je nach Optimierungsoption liegt die *Sauerstoffaustrittstemperatur* zwischen 35 und 65°C, im Basiskraftwerk ohne Sauerstoffkühler – bei 76°C, siehe oben. Der *Druckverlust des Sauerstoffkühlers* wird wie bei allen Wärmeübertragern der Sauerstoffbereitstellung inkl. Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers mit 2 % des Eintrittsdruckes festgelegt.

Die Parameter des Zwischenkühlwasserprozesses entsprechen denen des Basiskraftwerkes, vgl. Kapitel 5.1.4 und Tabelle 5.8, wobei der Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen nach Gleichung 5.2 anhand der mittels des Zwischenkühlwassersystems abzuführenden Abwärme berechnet wird. Die mittels des Zwischenkühlwassersystems abzuführende Abwärme (vgl. Gleichung 5.1) um die Abwärme aus der Sauerstoffkühlung  $\dot{Q}_{O_2\text{-Kühlung}}$  erhöht wird. Die letztgenannte wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{O_2\text{-Kühlung}} = \dot{m}_{O_2} \times c_{p, O_2} \times (T_{O_2, \text{Ein}} - T_{O_2, \text{Aus}}) \quad 6.5$$

Tabelle 6.4 fasst die Auslegungsparameter des mehrstufig gekühlten Vakuumsaugers zusammen.

Tabelle 6.4: Auslegungsparameter des Sauerstoffkühlers

Kraftwerk		O <sub>2</sub> -Kühler	Sauerstoffseite		Wasserseite		
			Temperatur		Druckverlust	Temperatur	
			Eintritt	Austritt		Eintritt	Austritt
			°C		% des Eintrittsdruckes		°C
Basis		nein	76		----	----	----
Optimierungsoption	SK-65	ja	76	65	2	23	28
	SK-55			55			
	SK-45			45			
	SK-35			35			

Als Wärmeübertragerform wird ein Rohrbündelwärmeübertrager gewählt. Es wird unterstellt, dass die Mindestströmungsgeschwindigkeit des Kühlwassers durch die geeigneten Abmessungen des Wärmeübertragers und der Röhre sowie durch die geeignete Fluidführung in allen Fällen nicht unterschritten wird. Die Besonderheit dieses Wärmeübertragers ist der niedrige Druck im Sauerstoffkühler von nur 88 mbar. Um die erforderliche Wärmeübertragerfläche beim großen Volumenstrom (ca. 1000 m<sup>3</sup>/s) und niedrigen Ziel-Druckverlust von unter 2 mbar (vgl. Tabelle 6.4) zu realisieren, ist die Führung des Gases im Mantelraum erforderlich. Der k-Wert eines solchen Wärmeübertragers, der auf der Basis der Anfrage 29.10.2013 [142] grob ausgelegt wurde, liegt bei 30 W/m<sup>2</sup>K [141]. Die Wärmeübertragerfläche wurde nach Gleichung 3.38 berechnet. Als Werkstoff wurde nach [141] Edelstahl ausgewählt.

Die Komponentenauslegung und -größenabschätzung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers und des Zwischenstufenkühlers des Sauerstoffverdichters wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.

### 6.1.2.3 Ergebnisse

Mit der reduzierten Gaseintrittstemperatur von 76°C (Basiskraftwerk) auf bis zu 35°C (Option SK-35) verringert sich die Verdichtungsarbeit des Vakuumsaugers trotz des berücksichtigten Druckverlustes von 2 % des Eintrittsdruckes von 35,2 MW<sub>el</sub> im Basiskraftwerk um bis zu 6 % auf 33,1 MW<sub>el</sub>, vgl. Abbildung 6.5. Der Nettowirkungsgrad steigt dadurch von 36,60 um 0,18 auf 36,78 %-Punkte.

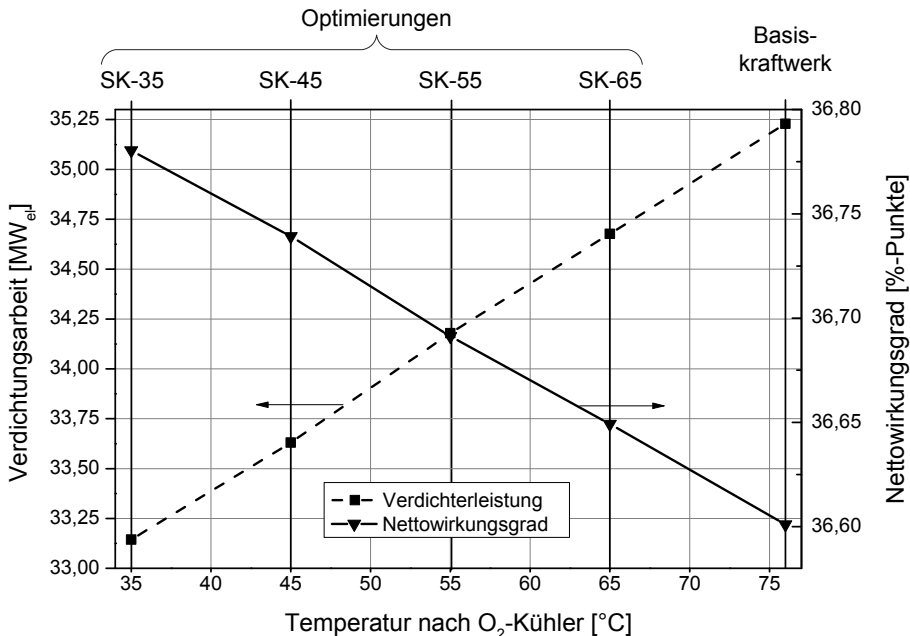


Abbildung 6.5: Verdichterarbeit der Sauerstoffbereitstellung und der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Temperatur nach dem Sauerstoffkühler sowie des Basiskraftwerkes

Die in Abbildung 6.5 dargestellte Wirkungsgradverbesserung durch die Sauerstoffkühlung setzt einen Sauerstoff-Kühlwasser-Wärmeübertrager voraus, der im Basiskraftwerk nicht vorhanden ist. Je nach Optimierungsoption werden zwischen ca. 0,8 (Option SK-65) und 4,9 Tsd. m<sup>2</sup> (Option SK-35) Wärmeübertragerfläche benötigt. Die Wärmeübertragerfläche steigt um über 500 % überproportional an, da sich der abzuführende Wärmestrom um 260 % vergrößert und die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz aufgrund der fortschreitenden Sauerstoffkühlung um über 40 % verringert, vgl. Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.16.

Des Weiteren vergrößert sich der Aufwärmebedarf des Oxidanses vor der Verbrennung (vgl. auch Kapitel 6.1.1 sowie Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.8), mit der Folge, dass die Wärmeübertragerfläche des Rauchgas-Oxidansvorwärmers um bis zu 900 m<sup>2</sup> zunimmt. Die Veränderungen bei anderen im Rauchgas liegenden Komponenten betragen weniger als 1 %, so dass auf ihre Darstellung verzichtet wird.

Da die Sauerstoffkühlung die Verdichtungsarbeit des Vakuumsaugers wie gewünscht verringert, sinkt die Sauerstoffaustrittstemperatur nach der ersten Verdichtungsstufe von 251°C beim Basiskraftwerk auf 202°C bei der Option SK-35, vgl. Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.13. Dank dem bis zu 24 % geringeren abzuführenden Wärmestrom wird in der Option SK-35 bis zu 10 % (900 m<sup>2</sup>) der Wärmeübertragerfläche des Zwischenstufenkühlers des Sauerstoffvakuumsaugers eingespart.

Tabelle 6.5 stellt den Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoption dar; die vollständige Berechnungsgrundlage ist in Kapitel 10.5.1 enthalten.

Tabelle 6.5: Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der Optionen mit der Sauerstoffkühlung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis-kraftwerk	Optimierungsoptionen			
				SK-65	SK-55	SK-45	SK-35
O <sub>2</sub> -Bereitstellung	Sauerstoffkühler, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	---	0,8	1,7	2,9	4,9
	Zwischenstufenkühler, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup> %	8,7 100,0	8,5 97,3	8,3 94,9	8,1 93,0	7,8 89,4
Oxidansbereitstellung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup> %	86,4 100,0	86,5 100,1	87,1 100,9	87,1 100,9	87,3 101,1
	Wirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk	%-Punkte	---	0,05	0,09	0,14	0,18

Zusammengefasst wird durch die Anwendung des Sauerstoffkühlers ein Wirkungsgradvorteil um bis zu 0,18 %-Punkte mit einem geringen Bauaufwand von ca. 5 Tsd. m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche im Vergleich zum Basiskraftwerk erreicht. Die Auswirkungen auf die anderen Komponenten des Basiskraftwerkes sind gering.

## 6.2 Modifikation der Rauchgasrückführung

Das Ziel der Modifikation der Rauchgasrückführung des Kraftwerkes ist die Steigerung des elektrischen Nettowirkungsgrades des Gesamtsystems durch die Änderung der Ablaufstruktur der Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung.

Die Optionen der Modifikation der Rauchgasrückführung basieren auf der Erhöhung der Temperatur der Rauchgasrückführung an der Rauchgasentnahmestelle. Dies hat gegenüber dem Basiskraftwerk den Vorteil der / des tendenziell:

- kürzeren Rauchgasrückführleitung
- geringeren Exergie- und Druckverluste
- geringeren Vorwärmung des Rauchgases
- geringeren Rauchgasmassenstromes in der nachfolgenden Rauchgasreinigung und des damit verbundenen geringeren Aufwandes zur Rauchgasreinigung.

Die Änderung der Ablaufstruktur der Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung erfordert neue Kraftwerksmodule, Wegfall von überflüssig gewordenen Kraftwerksmodulen und Anpassung der bestehenden Module und dessen Parameter an die neuen Randbedingungen. Die Merkmale der untersuchten Optionen der Rauchgasrückführung sowie die wichtigsten Änderungen gegenüber dem Basiskraftwerk fasst Tabelle 6.6 zusammen. Je nach Modifikation der Rauchgasrückführung sind die wichtigsten Änderungen die Anwendung der Kohlemühle mit höherer Sichertemperatur als im Basiskraftwerk sowie die Anwendung des warmen Elektrofilters, vgl. Tabelle 6.6. Die Peripheriemodule wie Vorwärmer, Kühler oder Gebläse werden entsprechend dem Bedarf angepasst.

Tabelle 6.6: Struktur der Modifikation der Rauchgasrückführung der Oxyfuel-Kraftwerke

	Rauchgasrückführung		Wichtigste Änderungen gegenüber dem Basiskraftwerk
	Primär	Sekundär	
<b>Basis</b>	kalt entwässert	kalt entstaubt	---
<b>Optimierung</b>	kalt entstaubt	kalt entstaubt	Kohlemühle mit Sichertemperatur > 150°C
	kalt entwässert	warm entstaubt	Elektrofilter mit Betriebstemperatur > 350°C Rauchgasrückführgebläse > 300°C
	warm entstaubt	warm entstaubt	Kohlemühle mit Sichertemperatur > 150°C Elektrofilter mit Betriebstemperatur > 350°C Rauchgasrückführgebläse > 300°C

Um alle untersuchten Optionen der Rauchgasrückführung untereinander besser zu vergleichen, fasst Abbildung 6.6 alle Optionen zusammen.

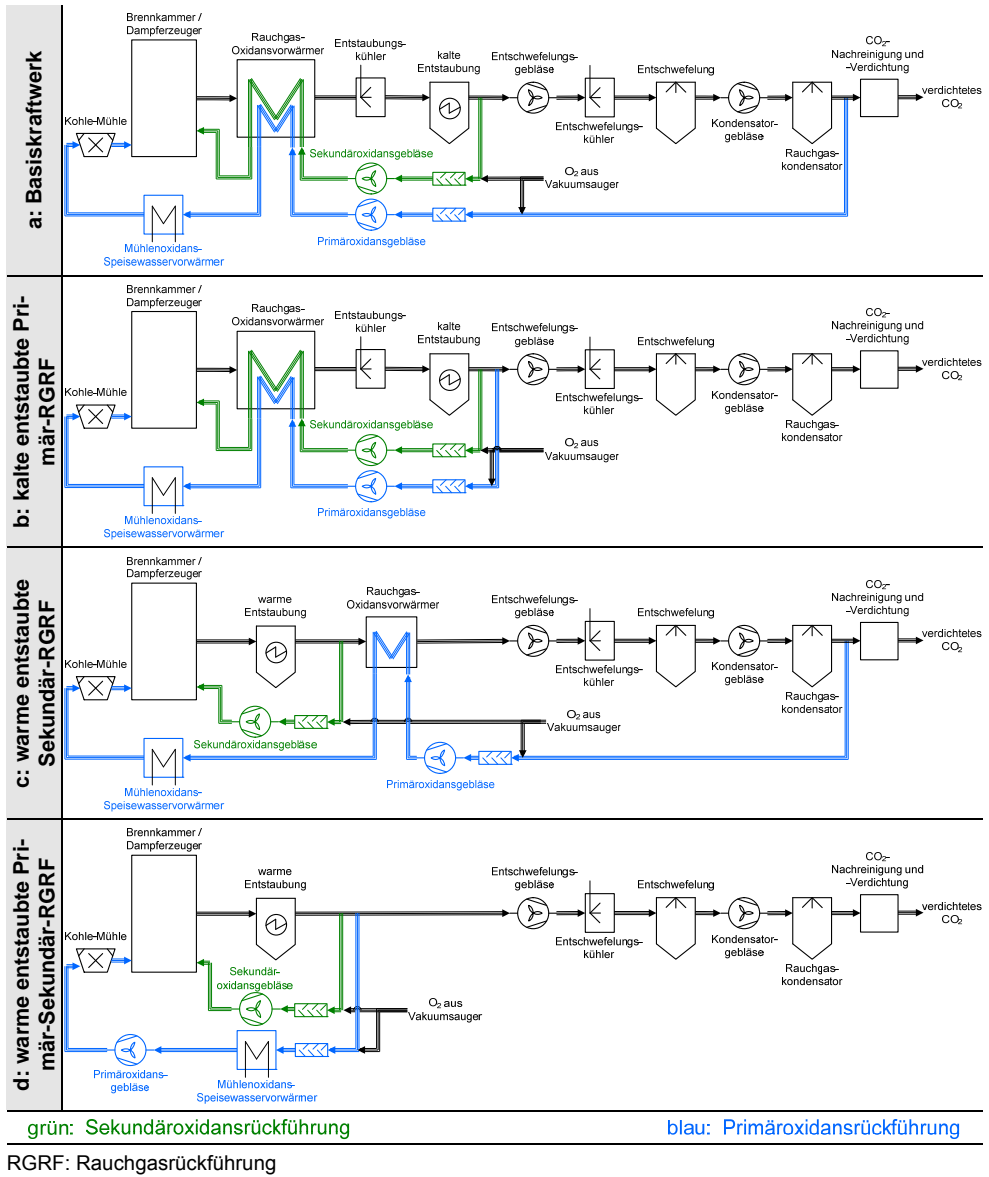


Abbildung 6.6: Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes (a), der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung (b), warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung (c) sowie warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung (d)

In den Kapiteln 6.2.1 bis 6.2.3 werden die Optionen der Kraftwerkmodifikation einzeln analysiert. Wie bei allen anderen Optimierungen basieren die Untersuchungen auf dem Betriebspunkt des Basiskraftwerkes „Sauerstoffabtrenngrad 60 %“.

### 6.2.1 Kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung

Den prinzipiellen Aufbau der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung zeigt Abbildung 2.9. Der Temperaturbereich der kalten Primär-Rauchgasrückführung ist durch folgende Parameter eingegrenzt, vgl. Kapitel 2.2.2 und Abbildung 2.8:

- Minimum: oberhalb dem Säuretaupunkt des Rauchgases
- Maximum: definitionsgemäß bis 200°C.

#### 6.2.1.1 Prozessbeschreibung

Die Anwendung des Prinzips der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung auf das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk führt zur in Abbildung 6.6, Teil (b) dargestellten Ablaufstruktur. Das Primär-Rauchgas wird wie das Sekundär-Rauchgas nach der kalten Entstaubung dem Rauchgashauptstrom entnommen. Die Temperatur des Primär-Rauchgases an der Entnahmestelle beträgt damit 160°C (siehe Erläuterungen unten) und nicht mehr 30°C wie beim Basiskraftwerk, vgl. Tabelle 5.14. Die Ablaufstruktur der Sekundär-Rauchgasrückführung bleibt unverändert.

#### 6.2.1.2 Moduluslegung

Da das Primär-Rauchgas nicht mehr entschwefelt und entwässert sondern lediglich entstaubt wird, reichern sich die Rauchgaskomponenten  $H_2O$ ,  $SO_2$  und  $SO_3$  im Primär- und Sekundärkreislauf an, vgl. Kapitel 2.2.5. Die Zugabe des Kühlwassers im als Direktgaskühler ausgeführten Entstaubungskühler verstärkt diesen Effekt zusätzlich. Die Anreicherung ist in Tabelle 6.7 quantifiziert und hat zur Folge, dass der nach Gleichung 2.9 berechnete Säuretaupunkt von 143°C im Basiskraftwerk auf 152°C im Optimierungsfall ansteigt.

Tabelle 6.7:  $H_2O$ - und  $SO_3$ -Konzentration sowie Säuretaupunkt der Rauchgase nach dem Dampferzeuger des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung

Rauchgasparameter	Einheit	Basiskraftwerk	kalte entstaubte Primär-rauchgasrückführung
$H_2O_g$	Vol.-%	22,7	35,0
$SO_3$	ppm	8,9	15,1
Säuretaupunkt	°C	143	152

Durch die kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung und durch die Erhöhung des Säuretaupunktes des Rauchgases um 10 K sind alle im Rauchgaskanal liegenden Module betroffen. Die weitere Beschreibung umfasst folgende Module:

- Mahltrocknung mit Staubbförderung
- Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer
- kalte Entstaubung
- Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse.

Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

### **Mahltröcknung mit Staubböderung**

Um die Korrosion an der Anlage zu vermeiden, wird die *Sichtertemperatur* der Mahltröcknung oberhalb des in Tabelle 6.7 angegebenen Säuretaupunktes von 152°C auf 160°C festgelegt. Die Sichtertemperatur liegt damit höher als beim Referenz-Kraftwerk oder Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk von 100°C (vgl. Tabelle 5.2), wird jedoch trotz der steigenden Gefahr der Staubböndung in der Praxis als umsetzbar angesehen, da das Rauchgas als Tröcknungsmittel bei der Steinkohlefeuerung schon heute bei 180°C [14, S. 299] bzw. vereinzelt bis 200°C [16, S. 142] verwendet wird. Um den mit dem Basiskraftwerk gleichen *spezifischen Volumenbedarf des Tröckergases* von 0,5 kg<sub>Kohle</sub>/m<sup>3</sup> im Sichterzustand beizubehalten (vgl. Tabelle 5.2), reicht ein *Tröcknungsmassenstrom* von 85,3 kg/s trotz der unveränderten 5 %-igen Leckage des Primäroxidanses im Rauchgas-Oxidansvorwärmer aus, vgl. Tabelle 5.6.

Da sowohl im Basiskraftwerk als auch in der Optimierung die gleiche Kohle verwendet wird, ist der Kohletröcknungswärmebedarf grundsätzlich unverändert. Da jedoch die Sichtertemperatur der Mahltröcknung mit 160°C um 60 K höher festgelegt wurde (siehe oben), steigt der Aufwärmebedarf der getrockneten Kohle an, mit der Folge, dass der *spezifische Tröcknungswärmebedarf* von 258,4 kJ/kg<sub>Kohle</sub> im Basiskraftwerk (vgl. Tabelle 5.2) auf 333,0 kJ/kg<sub>Kohle</sub> im Optimierungsfall ansteigt. Mit dem gleichzeitig im Vergleich zum Basiskraftwerk kleineren Primäroxidansmassenstrom hat dies zur Folge, dass die *Primäroxidans-temperatur* im Optimierungsfall bei Vollast mit 333°C höher als im Basiskraftwerk mit 215°C ist.

### **Kalte Entstaubung**

Um die Korrosion am Elektrofilter zu vermeiden, wird die *Betriebstemperatur* der Entstaubung mit 160°C festgelegt, die wie beim Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk durch den Entstaubungskühler eingestellt wird. Der elektrische Staubbewiderstand des Rauchgases mit 35,0 Vol.-% Wasserdampfgehalt (vgl. Tabelle 6.7) hat einen flacheren Verlauf als dessen des konventionellen Kraftwerkes und liegt bei 160°C im optimalen Bereich der elektrischen Abscheidung bei gleichzeitig hoher Durchschlagsfestigkeit, vgl. Abbildung 2.5. Die Betriebstemperatur des Elektrofilters von 160°C hat daher keinen negativen Einfluss auf die Partikelabscheidung, so dass davon ausgegangen werden kann, dass die spezifische Niederschlagselektrodenfläche des Elektrofilters in dieser Optimierungsoption nicht größer als die des Basiskraftwerkes ist. Der Leistungsbedarf und der Druckverlust des Elektrofilters werden nach Gleichungen 5.5 und 5.7 mit den im Anhang 10.5.2, Tabelle 10.20 angegebenen Parametern bzw. Simulationsergebnissen berechnet und in die Tabelle 6.8 übernommen.

### **Möhlenoxidans-Speisewasservorwärmer**

Das Primäroxidans wird im Möhlenoxidans-Speisewasservorwärmer von 350 (vgl. Tabelle 5.6) auf 333°C zurückgekühlt, um die oben beschriebenen Anforderungen der Mahltröcknung zu erfüllen. Dadurch werden an das Speisewasser im Vollastbetrieb 1,7 MW<sub>th</sub> übertragen, was um 89 % weniger als beim Basiskraftwerk ist, vgl. Tabelle 5.6. Im Zusammenhang mit der um 2,6-fache höheren logarithmischen Temperaturdifferenz (vgl. Anhang 10.5.1, Tabelle 10.17) ist zu erwarten, dass die Wärmeübertragerfläche noch stärker reduziert wird. Im

erwartungsgemäß deutlich kleineren Wärmeübertrager wird der *Druckverlust auf der Gasseite* deshalb mit 2 mbar anstelle von 10 mbar im Basiskraftwerk angenommen.

### Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse

Die veränderte Ablaufstruktur des Kraftwerkes führt zur im Vergleich zum Basiskraftwerk abweichenden Druckerhöhung und Betriebstemperatur der Gebläse im Rauchgasweg. Tabelle 6.8 fasst die in Tabelle 10.28 detaillierten Abweichungen gegenüber dem Basiskraftwerk zusammen.

Die oben genannten Auslegungsparameter der kalten entstaubten und zum Vergleich der kalten entwässerten Primär-Rauchgasrückführung des Basiskraftwerkes sind in Tabelle 6.8 zusammengefasst. Die Auslegungsparameter des Basiskraftwerkes sind der Tabelle 5.2, Tabelle 5.6 und Tabelle 5.14 entnommen.

Tabelle 6.8: Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung

Modul	Parameter	Basis	Optimierung	Einheit
Mahl­trocknung mit Staubförder­ung	Primäroxidansparameter			
	- spezifischer Volumenbedarf		0,50	kg <sub>Kohle</sub> /m <sup>3</sup>
	- Sichtertemperatur	100	160	°C
	- Primäroxidantemperatur	215	333	°C
	- spezifischer Trocknungswärmebedarf	258,4	333,0	kJ <sub>th</sub> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Trocknungsmassenstrom	118,2	85,3	kg/s
Mühlenoxidans-Speisewasser­vorwärmer	Wärmeverschiebung	15,9	1,7	MW <sub>th</sub>
	Druckverlust auf der Gasseite	10	2	mbar
kalte Entstaubung	Betriebstemperatur	150	160	°C
	direkter Leistungsbedarf	504	540	kW <sub>el</sub>
	Druckverlust		4	mbar
Primäroxidans­gebläse	Druckerhöhung	160	189	mbar
	Betriebstemperatur	85	190	°C
Sekundäroxidans­gebläse	Druckerhöhung		87	mbar
	Betriebstemperatur	170	175	°C
Entschwefelungs­gebläse	Druckerhöhung	44	40	mbar
	Betriebstemperatur	148	157	°C

Die Auslegung beider Oxidansvorwärmer, des Elektrofilters, Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.



### 6.2.1.3 *Ergebnisse*

Die kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung verbessert den Nettowirkungsgrad des Kraftwerkes um 0,11 %-Punkte im Vergleich zum Basiskraftwerk. Der Nettoleistungsanstieg von 1,3 MW<sub>el</sub> setzt sich vor allem aus der um 1,2 MW<sub>el</sub> höheren Leistung des Wasser-Dampf-Kreislaufes und aus der Differenz der eingesparten Eigenbedarfsleistung der Rauchgasbehandlung und der zusätzlich aufgewendeten Leistung für die CO<sub>2</sub>-Verdichtung und Oxidansbereitstellung zusammen, vgl. Abbildung 6.7.

Die höhere Leistung des Wasser-Dampf-Kreislaufes ist auf den um 1,3 %-Punkte gestiegenen Dampferzeugerwirkungsgrad von jetzt 89,9-Punkten % zurückzuführen. Der Grund dafür liegt in der um 9,1 % geringeren Rauchgasrückführrate, die zum um 6,6 % geringeren Rauchgasstrom nach dem Dampferzeuger und zum damit verbundenen geringeren Abwärmeverlust im Vergleich zum Basiskraftwerk führt.

Die kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung verringert den Rauchgasmassenstrom bzw. -volumenstrom zur Entschwefelung um 35 % bzw. 28 % im Vergleich zum Basiskraftwerk. Dadurch sinkt der Leistungsbedarf der nachfolgenden Rauchgasbehandlung, insbesondere der der Entschwefelung, vgl. Abbildung 6.7. Vor allem der Leistungsbedarf der Umwälzpumpen des Absorbers verringert sich von 3,9 beim Basiskraftwerk auf 2,8 MW<sub>el</sub> im Optimierungsfall, vgl. Parameter bzw. Simulationsergebnisse im Anhang 10.5.2, Tabelle 10.23. Der energetische Vorteil wird jedoch durch den höheren Leistungsbedarf

- der wärmeren Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung (vgl. Tabelle 6.8)
- der Sauerstoffbereitstellung und
- der CO<sub>2</sub>-Verdichtung

weitgehend aufgebraucht, vgl. Abbildung 6.7.

Der erst genannte Effekt ist gewünscht und durch die Anwendung der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung deshalb als unvermeidbar einzustufen ist. Der Grund für die beiden zuletzt genannten Effekte ist, dass die kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung die Zusammensetzung des Roh-Rauchgases stark verändert und zum um 68 % höheren Wasserdampfgehalt des Rauchgases nach dem Dampferzeuger führt, vgl. Tabelle 6.7. Nach der Kondensation des Wasserdampfes im Rauchgaskondensator weist das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas vor der Verdichtung eine um 14 % höhere O<sub>2</sub>-Konzentration auf, die sich im höheren Verdichtungsaufwand und im höheren Verlust des zuvor aufwändig bereitgestellten Sauerstoffes widerspiegelt. Dieser Verlust muss durch die höhere Leistung der O<sub>2</sub>-Membran und des Vakuumsaugers kompensiert werden. Die Sauerstoffgewinnung in der CO<sub>2</sub>-Anlage mittels einer CO<sub>2</sub>-Membran mit der Retentatrückführung kann eine Abhilfe schaffen.

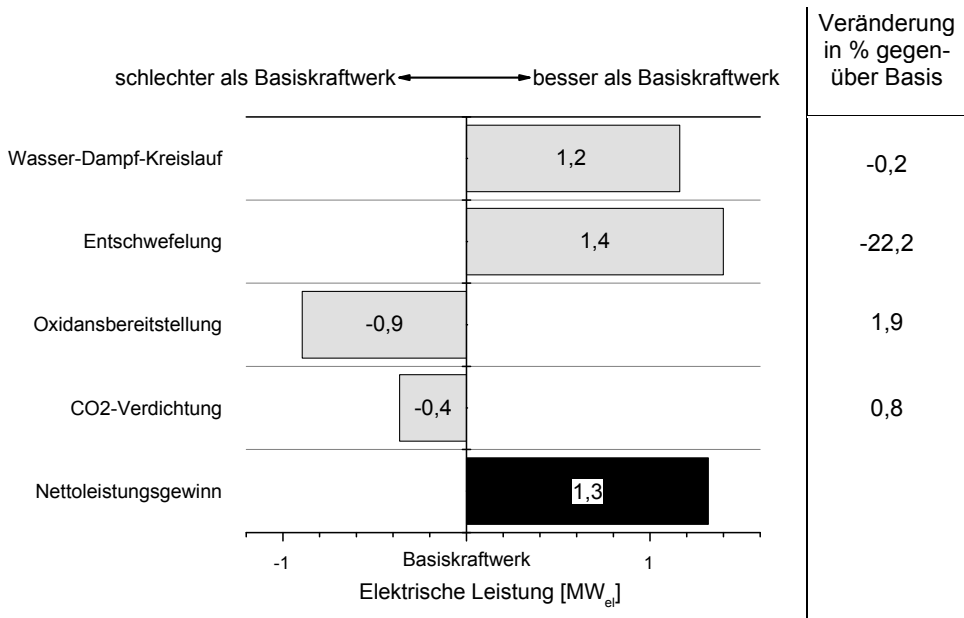


Abbildung 6.7: Leistungsgewinn des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse und Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk

Der weitaus größere Vorteil der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung als der Wirkungsgradgewinn von 1,3 MW<sub>el</sub> oder 0,11 %-Punkten sind die kleineren Komponenten im Rauchgaskanal.

Durch die höhere Temperatur des zurückgeführten Primär-Rauchgases von 160°C im Optimierungsfall anstelle von 30°C beim Basiskraftwerk verringert sich der Aufwärmebedarf des Primäroxidanses um die Hälfte. Dies hat zur Folge, dass der Primär-Oxidansvorwärmer um ca. 17 % kleiner ausfällt. Die um 90 % geringere Rückkühlung des Primäroxidanses (vgl. Tabelle 6.8) sowie die um 260 % höhere logarithmische Temperaturdifferenz (vgl. Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.17) führen dazu, dass der Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer um ca. 96 % kleiner als beim Basiskraftwerk wird. Der im Vergleich zum Basiskraftwerk um 28 % geringere Rauchgasvolumenstrom nach dem Elektrofilter ermöglicht den um ca. 16 % kleineren Durchmesser des Entschwefelungsabsorbers und Rauchgaskondensators, vgl. Tabelle 6.9.

Die geringfügig höhere Betriebstemperatur des Elektrofilters (160 statt 150°C, vgl. Tabelle 6.8) führt zur um 7 % größeren Niederschlagselektrodenfläche des Elektrofilters. Tabelle 6.9 fasst den Bauaufwand der oben genannten Kraftwerkskomponenten des Basiskraftwerkes sowie der Optimierung mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung zusammen.

Tabelle 6.9: Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis- kraftwerk	kalte entstaubte Primär-Rauchgas- rückführung
Oxidansbe- reitstellung	Mühlenoxidans-Speisewasser- vorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	8,8	0,5
		%	100,0	4,1
	Rauchgas-Oxidansvorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	72,4
		%	100,0	83,7
Entstaubung	Elektrofilter, Niederschlagselek- trodenfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	79,0
		%	100,0	107,1
Entschwefe- lung	Absorber, Durchmesser	m	8,43	7,11
		%	100,0	84,4
Rauchgas- kondensation	Kondensator, Durchmesser	m	8,14	6,93
		%	100,0	85,2
Wirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk		%-Punkte	---	0,11

Zusammengefasst liegen die Vorteile der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung nicht im geringen Wirkungsgradgewinn von 0,11 %-Punkten sondern vor allem in der Verkleinerung der Komponenten im Rauchgaskanal wie Rauchgas-Oxidansvorwärmer, Entschwefelungsabsorber und Rauchgaskondensator von bis zu 17 %. Die Niederschlagselektrodenfläche des Elektrofilters vergrößert sich um 7 %.

## 6.2.2 Warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung

Den prinzipiellen Aufbau der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung zeigt Abbildung 2.9. Der Temperaturbereich der warmen Sekundär-Rauchgasrückführung ist durch folgende Parameter eingegrenzt, vgl. Kapitel 2.2.2 und Abbildung 2.8:

- Minimum: definitionsgemäß ab 200°C
- Maximum: unterhalb der Temperatur des Rauchgases nach dem Economiser (Stand heutiger Kraftwerkstechnik: bis 400°C).

### 6.2.2.1 Prozessbeschreibung

Die Umsetzung des Prinzips der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk zeigt Abbildung 6.6, Teil (c). Das Sekundär-Rauchgas wird nach der warmen Entstaubung dem Rauchgashauptstrom bei 379°C (vgl. Tabelle 5.6) entnommen, mit dem Sauerstoff aus der Sauerstofferzeugung vermischt und in die Brennkammer zurückgeführt. Der aus dem zweistufigen Vakuumsauger austretende Sauerstoff hat bei der 60 %-igen Sauerstoffabtrennung eine Temperatur von ca. 220°C (vgl. Abbildung 6.2), so dass das aus dem Rauchgas und Sauerstoff bestehende Sekundäroxidans nach dem Se-

kundäroxidansgebläse eine Temperatur von ca. 346°C aufweist. Die Erwärmung des Sekundäroxidanses auf die im Referenz- und Basiskraftwerk definierte Brennkammereintrittstemperatur von 350°C (vgl. Tabelle 5.6) wird daher als nicht mehr erforderlich angesehen, mit der Folge, dass der Sekundäroxidansvorwärmer in diesem ausgewählten Auslegungspunkt eingespart werden kann. In einem anderen Auslegungspunkt oder bei der anderen Konfiguration der Sauerstoffbereitstellung, die zu einer anderen Sauerstoffaustrittstemperatur aus dem Vakuumsauger führt, muss das Sekundäroxidans unter Umständen erwärmt werden. Das Sekundäroxidansgebläse befindet sich nach der Zumischung des im Vergleich zum warmen Rauchgas kälteren Sauerstoffes, so dass die Eintrittstemperatur ins Gebläse bei ca. 340°C im Auslegungspunkt beträgt. Im Optimierungsfall entfällt der Entstaubungskühler ersatzlos, da dessen Aufgabe ausschließlich im Kühlen des Roh-Rauchgases nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer auf die Betriebstemperatur des kalten Elektrofilters bestand.

Die Ablaufstruktur der kalten entwässerten Primär-Rauchgasrückführung bleibt unverändert. Das Primäroxidans wird im regenerativen Primäroxidansvorwärmer wie im Basiskraftwerk vorgewärmt, vgl. Abbildung 6.6.

### 6.2.2.2 *Modulusauslegung*

Durch die warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung sind alle im Rauchgaskanal liegende Module betroffen. Die weitere Beschreibung umfasst folgende Module:

- warme Entstaubung
- Primäroxidansvorwärmer
- Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse.

Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

#### **Warme Entstaubung**

Das zu entstaubte Rauchgas bei 379°C weist gegenüber dem Rauchgas des Basiskraftwerkes bei 150°C eine um 45 % höhere dynamische Viskosität (vgl. Kapitel 10.5.2, Tabelle 10.20) und die um geschätzt 40 % geringere elektrische Durchschlagsspannung (vgl. Abbildung 2.5). Dadurch sinkt die Wanderungsgeschwindigkeit der Partikel, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“. Demgegenüber steht der geringere elektrische Staubwiderstand als im Basiskraftwerk, der die Aufladung der Partikel begünstigt. Da die Wanderungsgeschwindigkeit eine experimentell ermittelbare Größe ist (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“), und derzeit keine Information über diese im gegebenen Oxyfuel-Rauchgas vorliegt, wird angenommen, dass die Nachteile überwiegen und die spezifische Niederschlagsfläche des warmen Elektrofilters deshalb um 50 % über der des kalten liegt. Da die Höhe des Elektrofilters aus statischen Gründen begrenzt ist (vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“), wird die Vergrößerung der spezifischen Niederschlagsfläche durch die Verlängerung des Elektrofilters realisiert. Der Leistungsbedarf und der Druckverlust des Elektrofilters werden nach Gleichungen 5.5 und 5.6 mit den im Anhang 10.5.2, Tabelle 10.20 angegebenen Parametern bzw. Simulationsergebnissen berechnet und in die Tabelle 6.8 übernommen.

### **Primäroxidansvorwärmer**

Beim Primäroxidansvorwärmer handelt es sich wie im Basiskraftwerk um einen Regenerativ-Wärmeübertrager, das jedoch beidseitig im entstaubten Rauchgas eingesetzt wird. Im Regenerativ-Wärmeübertrager sind vor allem die Verschmutzungen durch Partikelanbackungen für den Druckverlust verantwortlich [16, S. 149]. Nach [133, S. 34] beträgt der Druckverlust eines staubfreien Regenerativ-Wärmeübertragers 3 bis 10 mbar. Daher wird der Druckverlust des Regenerativ-Wärmeübertragers in dieser Optimierung mit 10 anstelle von 30 mbar pro Strömungsrichtung wie im Basiskraftwerk angesetzt. Die *Primäroxidantstemperatur* nach dem Vorwärmer und der *Falschoxidansanteil* bleiben unverändert.

### **Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse**

Das Sekundäroxidansgebläse fördert das Gemisch aus dem entstaubten Rauchgas und Sauerstoff im ausgewählten Betriebspunkt bei ca. 340°C. Diese Temperatur ändert sich je nach Temperatur des Sauerstoffes vor dessen Vermischung mit dem Rauchgas, die wiederum von dem Betriebspunkt und der Konfiguration der Sauerstoffbereitstellung abhängt. Die Gebläse für die Gastemperatur von 300 bis 400°C sind verfügbar [78, S. 23] und weisen einen ähnlich hohen Wirkungsgrad wie Kraftwerksgebläse nach dem Stand der Technik [140]. Daher werden für das warme Sekundäroxidansgebläse die gleichen Wirkungsgrade wie für das kalte Sekundäroxidansgebläse des Basiskraftwerkes verwendet.

Die Einsatztemperatur des Entschwefelungsgebläses steigt aufgrund des entfallenen Entstaubungskühlers von 148 (Basiskraftwerk) auf ca. 255°C (Optimierung), eine Änderung der angesetzten Wirkungsgrade ist wie oben beschrieben nicht erforderlich.

Die geänderte Ablaufstruktur des Rauchgasweges, der Einsatzbedingungen oder der Entfall mehrerer Komponenten dieser Optimierungsvariante verringern die durch die Gebläse zu leistende Druckerhöhung. Tabelle 6.8 fasst die in Tabelle 10.28 detaillierten Abweichungen gegenüber dem Basiskraftwerk zusammen.

Die geänderten Auslegungsparameter der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung und zum Vergleich die des Basiskraftwerkes sind in Tabelle 6.10 zusammengefasst. Die Auslegungsparameter des Basiskraftwerkes sind aus Tabelle 5.6, Tabelle 5.7 und Tabelle 5.14 übernommen.

Tabelle 6.10: Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung

Modul	Parameter	Basis	Optimierung	Einheit
Entstaubung	Betriebstemperatur	150	379	°C
	Leistungsbedarf	504	1254	kW <sub>el</sub>
	Druckverlust	4	9	mbar
Primäroxidansvorwärmer	Oxidantstemperatur nach Vorwärmer	350	346	°C
	Druckverlust, Primärseite	30	10	mbar
	Druckverlust, Sekundärseite	30	10	mbar
	Falschoxidansanteil	5		%
Primäroxidansgebläse	Druckerhöhung	160	140	mbar
	Betriebstemperatur	85	80	°C
Sekundär-oxidansgebläse	Druckerhöhung	89	29	mbar
	Betriebstemperatur	170	340	°C
Entschwefelungsgebläse	Druckerhöhung	44	22	mbar
	Betriebstemperatur	148	255	°C

Die Auslegung des Oxidansvorwärmers, Elektrofilters, Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.

### 6.2.2.3 Ergebnisse

Der Einsatz der warmen entstaubten Rauchgasrückführung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk führt zum um 0,12 %-Punkte höheren Nettowirkungsgrad im Vergleich zum Basiskraftwerk. Die differenzierte Betrachtung zeigt, dass sich die Nettoleistungssteigerung von 1,5 MW<sub>el</sub> im Wesentlichen aus dem Vorteil bei der Oxidansbereitstellung (3,1 MW<sub>el</sub>) abzüglich den Nachteil durch die warme Entstaubung (1,1 MW<sub>el</sub>) und durch die geringere Leistung des Wasser-Dampf-Kreislaufes (0,6 MW<sub>el</sub>) zusammensetzt, vgl. Abbildung 6.8. Die Differenz zwischen den angegebenen Werten ist auf weitere Effekte mit geringer Relevanz, die hier deshalb weiter nicht erläutert werden, zurückzuführen.

Der doppelte Eigenbedarf der warmen Entstaubung gegenüber der kalten ist zu 70 % auf den direkten Elektrizitätsbedarf und zu 30 % auf den erhöhten Druckverlust des warmen Elektrofilters gegenüber dem kalten zurückzuführen, vgl. Tabelle 6.10. Der geringere Leistungsbedarf der Oxidansbereitstellung resultiert vor allem aus geringeren Druckerhöhungen der einzelnen Gebläse dank der eliminierten Module sowie aus geringeren Druckverlusten in Wärmeübertragern aufgrund der vorangegangenen Entstaubung. Dies gilt vor allem für die Sekundäroxidans- und Entschwefelungsgebläse, vgl. Abbildung 6.8 und Tabelle 6.10.

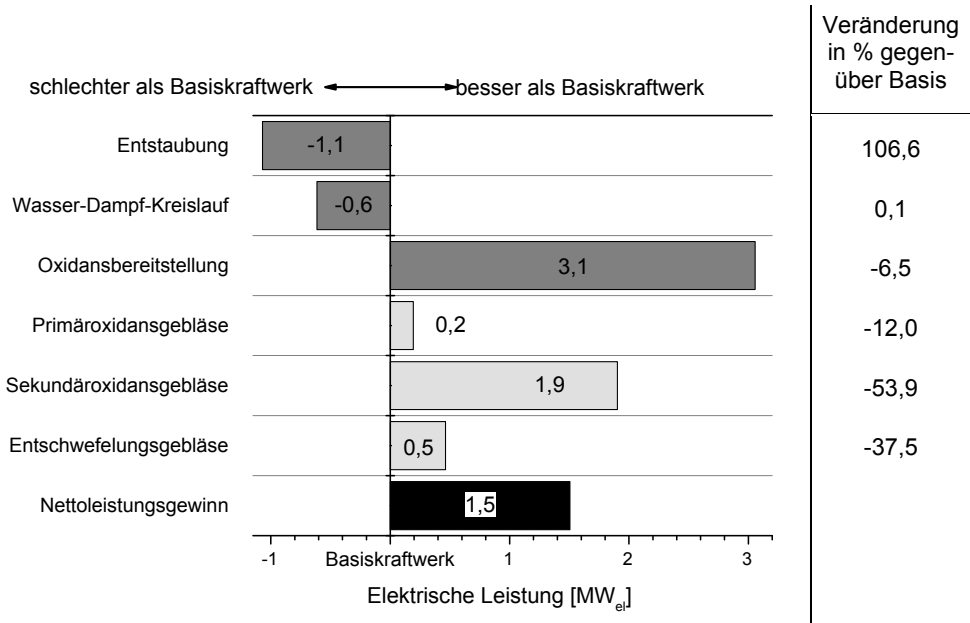


Abbildung 6.8: Leistungsverlust des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse und Komponenten sowie Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk

Die Anwendung der warmen Entstäubung beeinflusst die Größe vor allem des Elektrofilters und Rauchgas-Oxidansvorwärmers, vgl. Tabelle 6.11. Aufgrund des temperaturbedingt größeren Rauchgasvolumenstromes und der größeren spezifischen Niederschlagselektrodenfläche vergrößert sich die Niederschlagselektrodenfläche gegenüber dem Basiskraftwerk um 107 % auf 153 Tsd. m<sup>2</sup>. Die Eliminierung der Erwärmung des Sekundäroxidanses führt gleichzeitig zur höheren logarithmischen Temperaturdifferenz im Rauchgas-Oxidansvorwärmer, so dass sich dieser auf 16 % der ursprünglichen Größe verkleinert. Der Einfluss auf die Komponenten der Rauchgasentschwefelung und -kondensation ist dagegen vernachlässigbar, da die Volumenströme des Basiskraftwerkes und der Optimierung nahezu gleich sind, vgl. Tabelle 10.23 und Tabelle 10.26.

Tabelle 6.11: Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis- kraftwerk	warme entstaubte Sekundär- Rauchgasrückführung
Oxidansbereitstellung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	14,0
		%	100,0	16,2
Entstaubung	Elektrofilter, Niederschlags- elektrodenfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	153,0
		%	100,0	207,3
Entschwefelung	Absorber, Durchmesser	m	8,43	8,39
		%	100,0	99,6
Rauchgas-Kondensation	Kondensator, Durchmesser	m	8,14	8,12
		%	100,0	99,8
Wirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk		%-Punkte	---	0,12

Zusammengefasst hat die warme sekundäre Rauchgasrückführung einen geringen Wirkungsgradgewinn gegenüber dem Basiskraftwerk von 0,12 %-Punkten. Dem um 84 % verringerten Bauaufwand des Rauchgas-Oxidansvorwärmers steht der um mehr als Zweifache vergrößerte warme Elektrofilter gegenüber.

### 6.2.3 Warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung

Die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung stellt eine Kombination der in Kapiteln 6.2.1 und 6.2.2 einzeln beschriebenen Optionen dar.

#### 6.2.3.1 Prozessbeschreibung

Die Anwendung der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung auf das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk zeigt Abbildung 6.6, Teil (d). Das Primär- und Sekundär-Rauchgas werden nach der warmen Entstaubung dem Rauchgashauptstrom entnommen und mit dem Sauerstoff aus der Sauerstofferzeugung mit der Temperatur von ca. 220°C (vgl. Abbildung 6.2) vermischt. Das Sekundäroxidans weist nach dem Sekundäroxidansgebläse eine Temperatur von 349°C auf, die nahezu identisch mit der im Referenz- und Basiskraftwerk definierten Brennkammereintrittstemperatur von 350°C ist, vgl. Tabelle 5.6. Deshalb wird das Sekundäroxidans ohne weitere Aufwärmung in die Brennkammer zurückgeführt. Das Primäroxidans wird im Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer je nach dem Kohle-trocknungsbedarf zurückgekühlt. Das Primäroxidansgebläse befindet sich auf der kalten Seite des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer und fördert das Primäroxidans in Kohlemühlen.

Aufgrund der warmen Rückführung ist im ausgewählten Auslegungspunkt der Optimierungsvariante keine Aufwärmung des Primär- und Sekundäroxidans erforderlich, so dass der entsprechende Vorwärmer vollständig eingespart wird, vgl. Abbildung 6.6, Teil (a) und (d). In einem anderen Auslegungspunkt oder bei der anderen Konfiguration der Sauerstoffbereit-



stellung, die zu einer anderen Sauerstoffaustrittstemperatur nach dem Vakuumsauger führt, muss das Sekundäroxidans unter Umständen erwärmt werden, vgl. auch Kapitel 6.2.2. Der Entstaubungskühler entfällt ersatzlos, da dessen Aufgabe ausschließlich im Kühlen des Roh-Rauchgases nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer auf die Betriebstemperatur des kalten Elektrofilters bestand.

### 6.2.3.2 Moduluslegung

Da das Primär- und Sekundäroxidans in den Direktgaskühlern nicht mehr gekühlt werden, reichert sich der Wasserdampf im Rauchgas nach dem Dampferzeuger mit 26,8 Vol.-% im deutlich geringeren Maß als bei der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung mit 35,0 Vol.-%, vgl. Tabelle 6.12. Der Anstieg der SO<sub>3</sub>-Konzentration gegenüber der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung ist auf den geringeren Wasserdampfgehalt der warmen Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung zurückzuführen, vgl. Tabelle 6.12. Der nach Gleichung 2.9 berechnete Säuretaupunkt liegt mit 150°C deshalb unter dem der kalten entstaubten Rauchgasrückführung. Um den Säuretaupunkt nicht zu unterschreiten, wird die Rauchgastemperatur an der kühlpsten Stelle der Kreisläufe, in diesem Fall am Sichter der Kohlemühlen, mit 160°C definiert, vgl. auch Kapitel 6.2.1.

Tabelle 6.12: H<sub>2</sub>O- und SO<sub>3</sub>-Konzentration sowie Säuretaupunkt der Rauchgase des Basiskraftwerkes sowie mit der kalten und warmen entstaubten Primär- und Sekundärrauchgasrückführung

Rauchgasparameter	Einheit	Basis- kraftwerk	Primär- und Sekundär- Rauchgasrückführung	
			kalt entstaubt (aus Kapitel 6.2.1)	warm entstaubt
H <sub>2</sub> O <sub>g</sub>	Vol.-%	22,6	35,0	26,8
SO <sub>3</sub>	ppm	9,0	15,1	17,1
Säuretaupunkt	°C	143	152	150

Durch die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung sind alle im Rauchgaskanal liegende Module betroffen. Um Wiederholungen zu vermeiden, wird bezüglich der Beschreibung der warmen Entstaubung und des Primär-, Sekundäroxidans- und Entschwefelungsgebläses auf Kapitel 6.2.2 Bezug genommen, bezüglich der Beschreibung des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers – auf Kapitel 6.2.1. Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

Da das Primär- und Sekundäroxidans vor dem Eintritt in die Brennkammer nicht mehr aufgewärmt werden, und der Rauchgas-Oxidansvorwärmer daher ersatzlos wegfällt, gibt es im Optimierungsfall keine Oxidansleckage im Rauchgas-Oxidansvorwärmer aufgrund des Druckgradienten. Der Entstaubungskühler entfällt ersatzlos. Tabelle 6.13 fasst die Auslegungsparameter der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes sowie zum Vergleich die des Basiskraftwerkes zusammen.

Tabelle 6.13: Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung

Modul	Parameter	Basis	Optimierung	Einheit
Mahltröcknung mit Staubförderung	Primäroxidansparameter			
	- spezifischer Volumenbedarf		0,5	kg <sub>Kohle</sub> /m <sup>3</sup>
	- Sichtertemperatur	100	160	°C
	- Primäroxidantemperatur	215	333	°C
	- spezifischer Trocknungswärmebedarf	258,4	333,0	kJ <sub>th</sub> /kg <sub>Kohle</sub>
	- Trocknungsmassenstrom	126,5	85,9	kg/s
Rauchgas-Oxidansvorwärmer	Primäroxidansleckage	5	---	%
	Sekundäroxidansleckage	2	---	%
Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	Wärmeverschiebung	15,9	2,15	MW <sub>th</sub>
	Druckverlust	10	2	mbar
Entstaubung	Betriebstemperatur	150	379	°C
	Leistungsbedarf	504	1286	kW <sub>el</sub>
	Druckverlust	4	9	mbar
Primäroxidansgebläse	Druckerhöhung	160	139	mbar
	Betriebstemperatur	85	313	°C
Sekundäroxidansgebläse	Druckerhöhung	89	29	mbar
	Betriebstemperatur	170	345	°C
Entschwefelungsgebläse	Druckerhöhung	44	14	mbar
	Betriebstemperatur	148	375	°C

Die Auslegung des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers, Elektrofilters, Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.

### 6.2.3.3 Ergebnisse

Der Einsatz der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk führt zum um 0,35 %-Punkte höheren Nettowirkungsgrad im Vergleich zum Basiskraftwerk. Der Nettoleistungsanstieg von 4,2 MW<sub>el</sub> setzt sich aus der höheren Leistung des Wasser-Dampf-Kreislaufes und aus der Differenz der eingesparten Eigenbedarfsleistung der Oxidansbereitstellung sowie der Entschwefelung und der zusätzlich aufgewendeten Leistung für die Entstaubung und CO<sub>2</sub>-Verdichtung zusammen, vgl. Abbildung 6.9.

Der vollständige Entfall der Primär- und Sekundäroxidansvorwärmung verringert die zu überwindenden Druckverluste mittels entsprechender Gebläse, was im um 45 % geringeren Leistungsbedarf der Gebläse widerspiegelt, trotz ihrer über 300°C heißen Betriebstemperatur. Der um 120 % höhere elektrische Eigenbedarf der warmen Entstaubung gegenüber der kalten ist zu 66 % auf den direkten Elektrizitätsbedarf und zu 34 % auf den erhöhten Druckverlust des warmen Elektrofilters gegenüber dem kalten zurückzuführen, vgl. Tabelle 6.13 und Abbildung 6.9.

Die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung verringert den Rauchgasmassenstrom bzw. -volumenstrom zur Entschwefelung um 36 % bzw. 30 % im Vergleich zum Basiskraftwerk. Dadurch sinkt der Leistungsbedarf der nachfolgenden Rauchgasbehandlung, insbesondere der der Entschwefelung, vgl. Abbildung 6.9. Vor allem der nach Gleichung 5.10 berechnete Leistungsbedarf der Umwälzpumpen des Absorbers verringert sich von 3917 beim Basiskraftwerk auf 2740 kW<sub>el</sub> im Optimierungsfall, vgl. Parameter bzw. Simulationsergebnisse im Anhang 10.5.2, Tabelle 10.23.

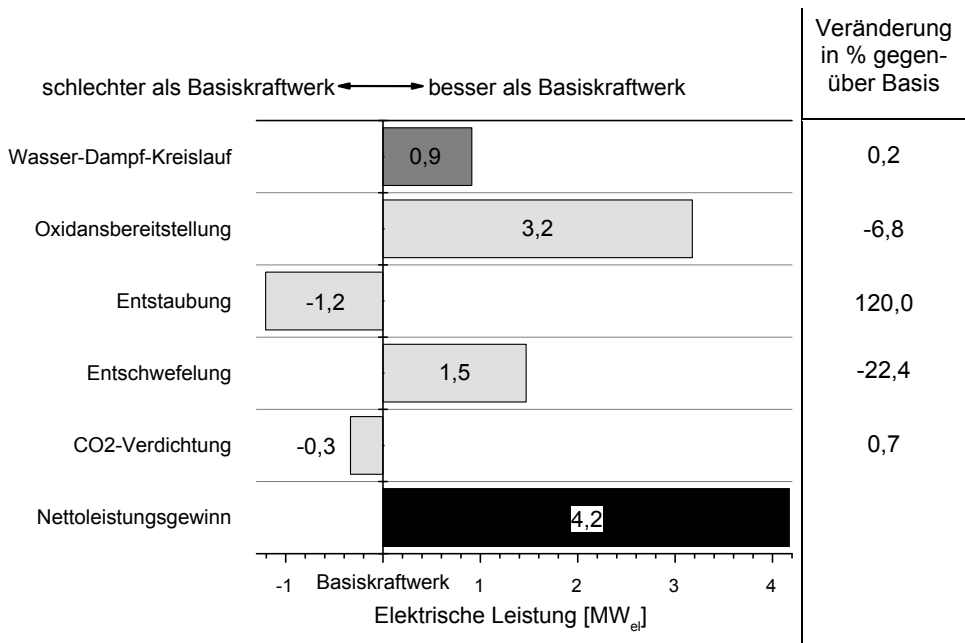


Abbildung 6.9: Leistungsgewinn des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse sowie Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk

Hinsichtlich der Größe einzelner Komponenten fasst die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung die Vor- und Nachteile aus Kapiteln 6.2.1 und 6.2.2 zusammen: um bis zu 17 % kleinerer Entschwefelungsabsorber und Rauchgaskondensator, um 93 % kleinerer Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer und vollständig eliminiertes Rauchgas-Oxidansvorwärmer und gleichzeitig um 113 % größerer Elektrofilter, vgl. Tabelle 6.14.

Tabelle 6.14: Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis- kraftwerk	warme entstaubte Primär- und Sekundär- rauchgasrückführung
Oxidansbereit- stellung	Mühlenoxidans- Speisewasservorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	8,8	0,6
		%	100,0	6,6
	Rauchgas-Oxidansvorwär- mer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	---
		%	100,0	---
Entstaubung	Elektrofilter, Nieder- schlagelektrodenfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	156,8
		%	100,0	212,5
Entschwefe- lung	Absorber, Durchmesser	m	8,43	7,05
		%	100,0	83,6
Rauchgas- Kondensation	Kondensator, Durchmesser	m	8,14	6,86
		%	100,0	84,4
Wirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk		%-Punkte	---	0,35

Zusammengefasst bündelt die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung die Vor- und Nachteile der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung und der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung. Einem Wirkungsgradgewinn von 0,35 %-Punkten und Einsparungen beim Rauchgas-Oxidansvorwärmer von 100 %, beim Entschwefelungsabsorber und Rauchgaskondensator um bis zu 17 % steht der um mehr als Zweifache vergrößerte warme Elektrofilter gegenüber.

### 6.3 Abwärmenutzung

Die Abwärmenutzung steigert den elektrischen Nettowirkungsgrad des Gesamtsystems, indem der Eigenbedarf reduziert und die elektrische Bruttoleistung des Wasser-Dampf-Kreislaufes erhöht wird. Während im Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik nur die Rauchgaswärme kraftwerksintern nutzbar ist (vgl. Kapitel 2.1.6), verfügt das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk über folgende Wärmequellen:

- Rauchgaswärme
- Wärme aus Sauerstoffverdichtung
- Wärme aus Kohlendioxidverdichtung.

Die Positionen der potentiellen Wärmeauskoppelung aus dem Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk sind mit der im Basiskraftwerk erforderlichen Kühlwasserkühlung in den direkten und indirekten Wärmeübertragern der Entstaubung, Entschwefelung, Rauchgaskondensation sowie CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Verdichtung identisch. Die Wärmeauskoppelung hat dadurch das Potential, die Kühlwasserkreislauf- und Einspritzkühlung zu ersetzen und damit den Eigenbedarf und Wasserverbrauch des Kraftwerkes zu senken. Einen Überblick über die potentiellen Positionen der Wärmeauskoppelung gibt Tabelle 6.15 und die roten nummerierten Eintragungen in Abbildung 6.10.

Tabelle 6.15: Art der Abwärmenutzung und Positionen der Wärmeauskoppelung im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk

Wärmequelle	Position der Wärmeauskoppelung	
	lfd. Nr. aus Abb. 6.10	Bezeichnung
Rauchgas	1	nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer
	2	Bypass des Rauchgas-Oxidansvorwärmers
	3	nach dem Entschwefelungsgebläse
	4	nach dem Kondensatorgebläse
verdichtetes O <sub>2</sub>	5	Zwischenstufenkühler des O <sub>2</sub> -Vakuumsaugers
verdichtetes CO <sub>2</sub>	6	Zwischenstufenkühler des CO <sub>2</sub> -Verdichters

Dank der prozessinternen Luftherwärmung im Oxy-Vac-Jül-Konzept (vgl. Kapitel 2.3.3 und 5.1.2) kommt die Luft als Wärmesenke wie beim Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung nicht in Betracht. Die Endaufheizung im Kessel-Wärmeübertrager von 800 auf 850°C (vgl. Kapitel 5.1.2) findet auf einem höheren Temperaturniveau im Vergleich zu dessen der zur Verfügung stehenden Wärmequellen statt. Als Wärmesenke steht somit nur das Kondensat und Speisewasser zur Verfügung, das mittels des Anzapfdampfes im externen Enthitzer und in den acht Speisewasser- und Kondensatvorwärmern mit bzw. ohne Nachkühler aufgewärmt wird. Die in Abbildung 6.10 mit grünen Eintragungen dargestellte Wärmeeinkoppelung in den Vorwärmern des Wasser-Dampf-Kreislaufes hat das Potential, mindestens einen Teil des Anzapfdampfes zu ersetzen, der dann die Leistung des Turbosatzes erhöht, vgl. Kapitel 2.1.6.

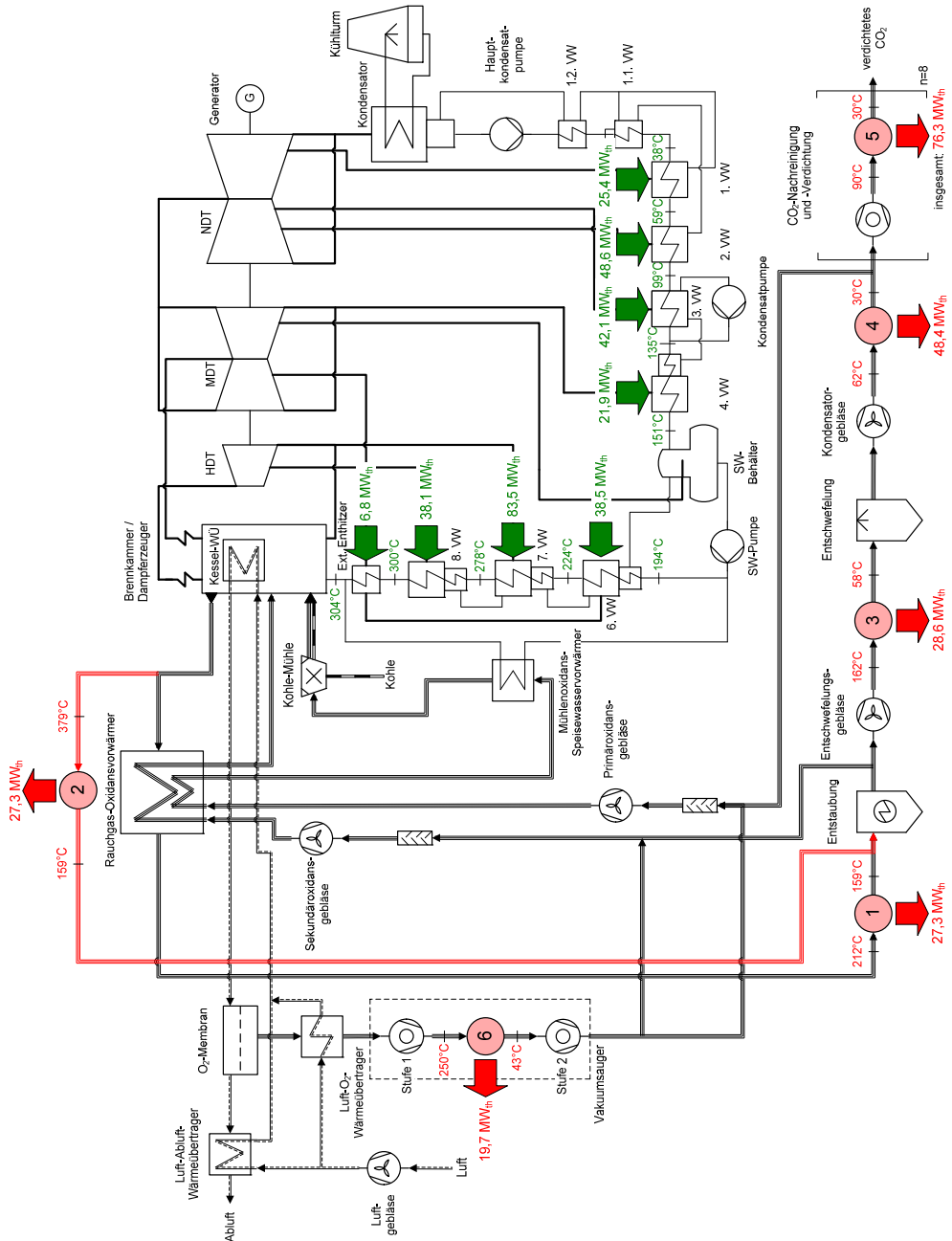


Abbildung 6.10: Potential der Wärmeaus- und -einkoppelung im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk<sup>26</sup>

<sup>26</sup> Die Angaben bei den Positionen 1 und 2 gelten nur bei der alternativen Verwendung.

Die Angaben in Abbildung 6.10 zu den Ein- und Austrittstemperaturen sowie zu den potentiell aus- und einkoppelbaren Wärmeströmen beziehen sich auf das in Kapitel 5 simulierte Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk und setzen voraus, dass

- die Kühlwasserkühlung durch die Wärmeauskoppelung vollständig ersetzt wird
- die Grädigkeit des Rauchgas-Oxidansvorwärmers 0 K beträgt
- die Druckverluste der zusätzlichen Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung 0 mbar betragen
- die Rauchgasentschwefelung bei der Wasserdampfsättigungstemperatur stattfindet
- die Rauchgaswärmenutzung kumulativ durchgeführt wird, das heißt Positionen 1, 3, 4 oder Positionen 2, 3, 4
- die regenerative Kondensat- und Speisewasservorwärmung durch die Wärmeeinkoppelung vollständig ersetzt wird.

Die Vielzahl der Positionen der Wärmeein- und -auskoppelung führt zu hoher Anzahl deren möglichen Kombinationen. Die in dieser Arbeit untersuchten Kombinationen der Wärmeein- und -auskoppelungen werden unter folgenden Randbedingungen festgelegt (Aufzählung in Reihenfolge deren Berücksichtigung):

- unveränderte Ablaufstruktur aller Kraftwerksmodule der Oxy-Vac-Jül-Kraftwerke mit und ohne Abwärmenutzung
- unveränderte Betriebstemperatur des Rauchgas-Oxidansvorwärmers, der CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Verdichtung sowie weitgehend unveränderte Betriebstemperatur der Entstaubung und Entschwefelung
- unveränderte Ablaufstruktur und Betriebstemperatur der Kondensat- und Speisewasservorwärmanlage
- Ablaufstruktur der Wärmenutzung analog dem derzeitigen Stand der fortschrittlichen Technik
- Minimieren der Wärmeübertrageranzahl zwecks der besseren Regelbarkeit des Kraftwerkssystems im realen Betrieb
- Minimieren der Exergieverluste unter den oben beschriebenen Randbedingungen.

Einen Überblick über die Struktur der untersuchten Abwärmenutzung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes gibt Tabelle 6.16. Die laufende Nummerierung der Positionen der Wärmeauskoppelung mit arabischen Zahlen entspricht der Abbildung 6.10. Die Berücksichtigung der oben genannten Randbedingungen ergab die Positionen der Wärmeeinkoppelung. Ihre laufende Nummerierung mit römischen Zahlen in Tabelle 6.16 ist erforderlich, um Wiederholungen in der Tabelle zu vermeiden. Die Buchstaben **A** bis **G** in Tabellenfeldern stellen die im Weiteren einzeln analysierten Optionen der Abwärmenutzung dar.

Tabelle 6.16: Struktur der untersuchten Abwärmenutzung des Oxy-Vac-Jül Basiskraftwerkes

Ifd. Nr.	Positionen der Wärmeinkoppelung	Position der Wärmeauskoppelung					
		Rauchgas				O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
		1	2	3	4	5	6
		nach Rauchgas-Oxidansvorwärmer	Bypass des Rauchgas-Oxidansvorwärmers	nach Entschwefelungsgebiße	nach Kondensatorgebiße	Zwischenstufenkühler des O <sub>2</sub> -Vakuumsaugers	Zwischenstufenkühler des CO <sub>2</sub> -Verdichters
I	Bypass des 4. Kondensatvorwärmers	A	---	---	---	---	---
II	Bypässe der Speisewasserstrecke und des 4. Kondensatvorwärmers	---	B	---	---	---	---
III	I und II	C		---	---	---	---
IV	III und Bypass des 2. Kondensatvorwärmers	D			---	---	---
V	IV und Bypass des 1. Kondensatvorwärmers	E				---	---
VI	Bypass der Kondensatstrecke bzw. Bypässe der Kondensatvorwärmer	---	---	---	---	F	---
VII	Bypass des 2. Vorwärmers	---	---	---	---	---	G

Die Rauchgas-, Sauerstoff- und Kohlendioxidwärmenutzung wird im Weiteren einzeln dargestellt.

### 6.3.1 Rauchgaswärmenutzung

Die Rauchgaswärmenutzung besteht in der Nutzung der Wärme aus dem für die Rauchgasbehandlung abzukühlenden Rauchgas für die Vorwärmung des Speisewassers und Kondensates des Wasser-Dampf-Kreislaufes.

#### 6.3.1.1 Prozessbeschreibung

Die **Option A** stellt das Basiskraftwerk mit der Rauchgaswärmeauskoppelung im Wärmeübertrager WÜ-A-a nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer und vor der Entstaubung dar (vgl. Abbildung 6.11, Option A) und ähnelt sich der in [48], [49] und [50] beschriebenen Ablaufstruktur der existierenden Anlagen, vgl. Kapitel 2.1.6. Die Rauchgasabkühlung ist grundsätzlich bis auf die in Kapitel 5.1.5 bzw. in Tabelle 5.14 definierte Betriebstemperatur des Elektrofilters von 150°C möglich. Da das nicht entstaubte Rauchgas eine Staubkonzentration



von ca.  $28 \text{ g/Nm}^3_{\text{tr}}$  aufweist (vgl. Kapitel 5.1.5, Tabelle 5.11), darf der Rauchgastaupunkt bei der Rauchgaswärmenutzung nicht unterschritten werden, damit die nassen Staubablagerungen den Wärmeübertrager nicht blockieren, vgl. Kapitel 2.1.6. Mit dem zu erwarteten Säuretaupunkt zwischen  $141$  und  $143^\circ\text{C}$  (vgl. auch Details in Tabelle 6.17) darf sich die Wand des Wärmeübertragers WÜ-A-a daher nicht unter  $150^\circ\text{C}$  abkühlen. Auf der Seite der Wärmesenke steht das Kondensat nach dem 4. Kondensatvorwärmer mit  $151^\circ\text{C}$  zur Verfügung und kann grundsätzlich vorgewärmt werden. Da jedoch eine unveränderte Ablaufstruktur und Betriebstemperatur der Kondensat- und Speisewasservorwärmanlage vorausgesetzt wurden (vgl. Randbedingungen in Kapitel 6.3), wird die Wärme erst im Bypass des 4. Kondensatvorwärmers eingekoppelt. Da das Kondensat vor dem 4. Kondensatvorwärmer eine Temperatur von nur  $135^\circ\text{C}$  aufweist, besteht die Gefahr, dass die Wandtemperatur unter  $150^\circ\text{C}$  fällt, was aus oben genannten Gründen zu vermeiden ist. Um die Wandabkühlung auf unter  $150^\circ\text{C}$  sicher auszuschließen, wird zwischen der Wärmeaus- und -einkoppelung ein Wärmeträgerkreislauf mit der Wasservorlauftemperatur in den Wärmeübertrager WÜ-A-a von  $150^\circ\text{C}$  eingesetzt. Der Wärmeträgerkreislauf beinhaltet eine Kreislaufpumpe KP-A und einen Zwischenwärmeübertrager WÜ-A-b. Je nach Grädigkeit des Wärmeübertragers WÜ-A-a ist eine weitere Rauchgaskühlung mittels des Prozesswassers im Direktgaskühler auf die Betriebstemperatur des kalten Elektrofilters von  $150^\circ\text{C}$  erforderlich. Die Angaben zu den Temperaturen und Wärmeströmen in Abbildung 6.11, Abbildung 6.12 und Abbildung 6.13 beziehen sich auf den Wasser-Dampf-Kreislauf aus Abbildung 6.10 und auf die in Kapitel 6.3.1.2 dargestellte Modulauslegung. Dies gilt sinngemäß für alle untersuchten Optionen der Rauchgaswärmenutzung.

In der **Option B** wird die Rauchgaswärme im Bypass des Rauchgas-Oxidansvorwärmers vor der Entstaubung ausgekoppelt und ähnelt sich der in [48], [49] und [50] beschriebenen Ablaufstruktur der existierenden Anlagen, vgl. Kapitel 2.1.6. Das Temperaturniveau der Wärmeauskoppelung ist mit  $379^\circ\text{C}$  (Austritt aus dem Dampferzeuger) mit der potentiellen Kühlung bis auf  $150^\circ\text{C}$  (siehe oben) ausreichend, um die Wärme im Wärmeübertrager WÜ-B-1 an das Speisewasser im Bypass der Speisewasserstrecke zu übertragen. Die Restwärme, deren Menge je nach Grädigkeit des Wärmeübertragers WÜ-B-1 variiert, wird im weiteren Wärmeübertrager WÜ-B-2-a mit dem Wärmeträgerkreislauf wie bei der Option A an das Kondensat im Bypass des 4. Kondensatvorwärmers übertragen, vgl. Abbildung 6.11, Option B. Der Wärmeträgerkreislauf beinhaltet die Kreislaufpumpe KP-B und den Zwischenwärmeübertrager WÜ-B-2-b.

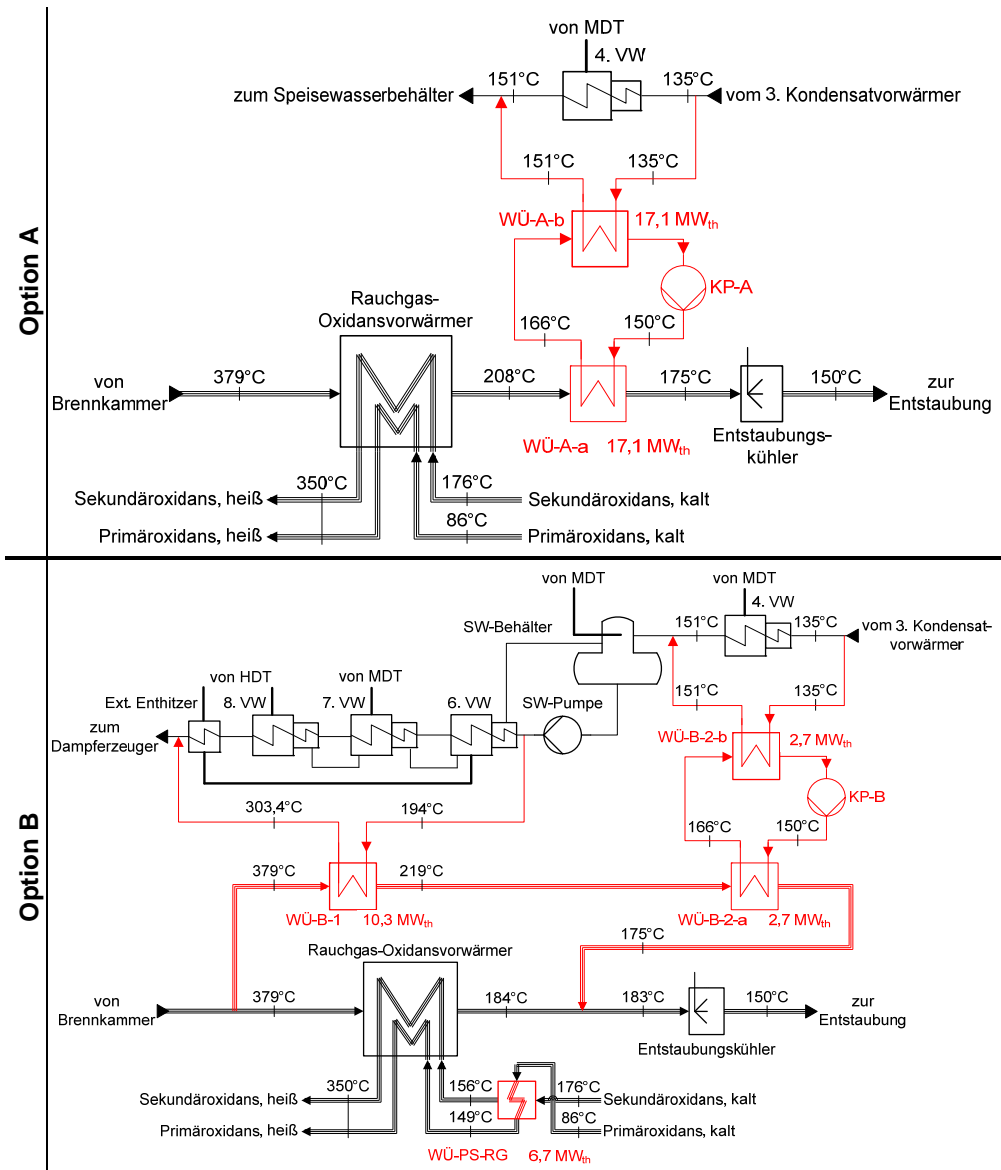


Abbildung 6.11: Optionen A und B der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk

Die tatsächliche Realisierbarkeit der Option B der Rauchgaswärmenutzung wird jedoch durch die Temperaturen des Roh-Rauchgases nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer und des aufzuwärmenden Sekundäroxidans beeinflusst. Beim heutigen Stand der Kraftwerkstechnik liegt die Rauchgastemperatur nach dem Luftvorwärmer mit 120 bis 160°C deutlich höher als die der aufzuwärmenden Luft mit 0 bis 40°C, so dass die Wärmeentnahme im Bypass ohne Weiteres möglich ist. Beim Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk liegen die Temperatur des Roh-Rauchgases nach dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer und die des Sekundäroxidans mit 208 bzw. 176°C deutlich näher aneinander als beim Referenz-Kraftwerk (vgl. Abbildung

6.11, Option A, die gezeigten Temperaturen entsprechen denen des Basiskraftwerkes). Da die Grädigkeit des regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmers in Tabelle 5.6 mit 29 K definiert wurde, ist die Option B nur dann möglich, wenn das Sekundäroxidans so weit abgekühlt wird, dass zwischen dem Roh-Rauchgas und dem Sekundäroxidans ein ausreichend hohes Temperaturgefälle besteht. Dies wird erreicht, indem zwischen dem kälteren Primär- und wärmeren Sekundäroxidans ein zusätzlicher Wärmeübertrager installiert wird, vgl. Abbildung 6.11, Option B, Wärmeübertrager WÜ-PS-RG. Da das Sekundäroxidans nur entstaubt aber noch nicht entschwefelt ist, bestimmt sein Säuretaupunkt die untere Grenze der Temperaturabsenkung des Sekundäroxidanses. Im vorliegenden Beispiel liegt der Säuretaupunkt bei 142°C, vgl. Kapitel 6.3.1.2 „Modulauslegung“, Tabelle 6.17. Daher wird angenommen, dass das Sekundäroxidans von 176 auf 156°C abkühlt, wobei 6,7 MW<sub>th</sub> in das Primäroxidans übertragen werden, wodurch sich dieser von 86 auf 149°C erwärmt. Unter Berücksichtigung der Grädigkeit des regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmers von 29 K darf der Rauchgashauptstrom nunmehr von 208 auf 184°C abgekühlt werden. Das Temperaturgefälle für die Rauchgaswärmenutzung im Wärmeübertrager WÜ-B-1 ist damit gegeben.

Der Bypass-Rauchgasmassenstrom durch die Wärmeübertrager WÜ-B-1 und WÜ-B-2-a wird vom Aufwärmebedarf des Oxidanses im regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmer, von der Wärmekapazität des Roh-Rauchgases und des Oxidanses sowie von der oben genannten zulässigen Mindesttemperatur des Rauchgashauptstromes bestimmt. Nach dem Vermischen mit dem Rauchgashauptstrom ist je nach Grädigkeit der Wärmeübertrager eine weitere Rauchgaskühlung mittels Kühlwassers im Direktgaskühler auf die in Kapitel 5.1.5 bzw. in Tabelle 5.14 definierte Betriebstemperatur des kalten Elektrofilters von 150°C erforderlich.

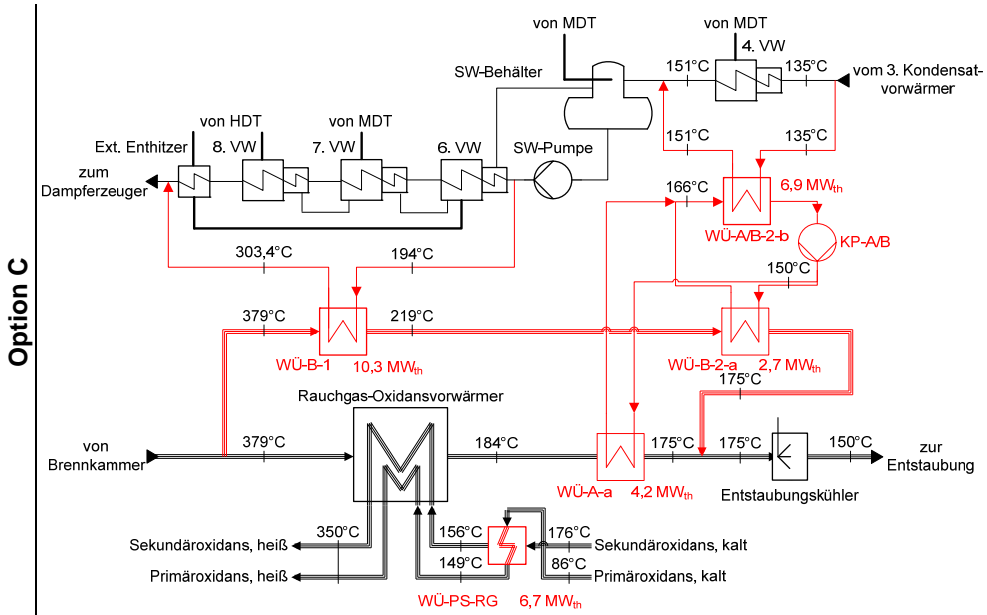


Abbildung 6.12: Option C der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk

Die **Option C** stellt eine Kombination der Optionen A und B dar, vgl. Abbildung 6.12. Im Wärmeträgerkreislauf wird die dem Rauchgashauptstrom und -Bypass entnommene Wärme gebündelt an das Kondensat im Wärmeübertrager WÜ-A/B-2-b übertragen. Alternativ ist die Zusammenführung des Rauchgashauptstromes und -Bypasses und anschließende Wärmeauskoppelung möglich.

Die **Option D** baut auf der Option C auf, wobei zusätzlich die Rauchgaswärme nach dem Entschwefelungsgebläse im Wärmeübertrager WÜ-D-1-a ausgekoppelt wird. Die Rauchgasabkühlung ist grundsätzlich bis auf die Betriebstemperatur der Rauchgasentschwefelung möglich, die je nach Wasserdampfgehalt des Rauchgases zwischen 60 und 70°C liegt. Auf der Grundlage des Kapitels 2.1.6, Tabelle 2.15 wird hier jedoch angenommen, dass die Rauchgaswärme bis auf 89°C genutzt wird.

Das Temperaturniveau der Wärmeauskoppelung ist mit 154°C ausreichend, um die Wärme im Wärmeübertrager WÜ-D-1-a mittels eines Wärmeträgerkreislaufes an das Kondensat zu übertragen (vgl. Abbildung 6.13, Option D), und ähnelt sich der in [45], [46] und [47] beschriebenen Ablaufstruktur der existierenden Anlagen, vgl. Kapitel 2.1.6. Der Wärmeträgerkreislauf beinhaltet die Kreislaufpumpe KP-D und den Zwischenwärmeübertrager WÜ-D-b. Der Einsatz des Wärmeträgerkreislaufes ist erforderlich, weil sich das Rauchgas deutlich unter dem Säuretaupunkt abkühlt, im vorliegenden Beispiel auf 89°C. Der Säuretaupunkt des Rauchgases liegt bei 142°C, vgl. Tabelle 6.17. Die Korrosionsproblematik des Wärmeübertragers WÜ-D-1-a wird werkstofflich gelöst, vgl. nächstes Kapitel.

Während sich die Pumpe des Wärmeträgerkreislaufes in den Optionen A bis C auf der kälteren Seite des Wärmeträgerkreislaufes, also auf der thermodynamisch günstigeren Position befindet, ist die Pumpe des Wärmeträgerkreislaufes ab der Option D nach der Wärmeauskoppelung platziert, also auf der warmen Seite des Wärmeträgerkreislaufes. Der Grund ist die Verwendung eines Kunststoffwärmeübertragers wegen des sich bildenden korrosiven Kondensates, vgl. Kapitel 2.1.6. Um die Belastung der Kunststoffschäuche des Wärmeübertragers zu minimieren, findet die Druckbeaufschlagung erst nach dem Kunststoffwärmeübertrager statt [143].

Wird in der Option D auf den Entstaubungskühler vollständig verzichtet, wird eine weitere Kraftwerksablaufstruktur geschaffen, die als **Option D ohne direkte Kühlwasserkühlung** (Abkürzung: **D-o-KW**) bezeichnet wird und in Abbildung 6.13, Option D-o-KW dargestellt ist. Aufgrund des Verzichtes auf den Entstaubungskühler erhöht sich die Temperatur der nachgelagerten Teilprozesse wie Entstaubung, Rauchgasrückführung, Rauchgasförderung um 25 K auf 175°C. Gleichzeitig verringern sich der Rauchgasstrom und damit die Abwärmeverluste mit der Folge, dass bei dieser Option der Rauchgaswärmeauskoppelung

- im Wärmeübertrager WÜ-A-a 10,9 anstelle von 4,6 MW<sub>th</sub> und
- im Wärmeübertrager WÜ-D-1-a und WÜ-D-2-a insgesamt 23,1 anstelle von 17,0 MW<sub>th</sub>

an das Kondensat übertragen werden. Das Temperaturniveau der Wärmeauskoppelung nach dem Entschwefelungsgebläse ist mit 181°C ausreichend, um die Wärme im Bypass des 2. und 3. Kondensatvorwärmers mittels eines Wärmeträgerkreislaufes an das Kondensat zu übertragen. Dieses Konzept wird aus werkstofflichen Gründen, die in Kapitel 6.3.1.2 er-

läutert werden, mit zweier in der Reihe geschalteten Wärmeübertragern WÜ-D-1-a WÜ-D-2-a realisiert.

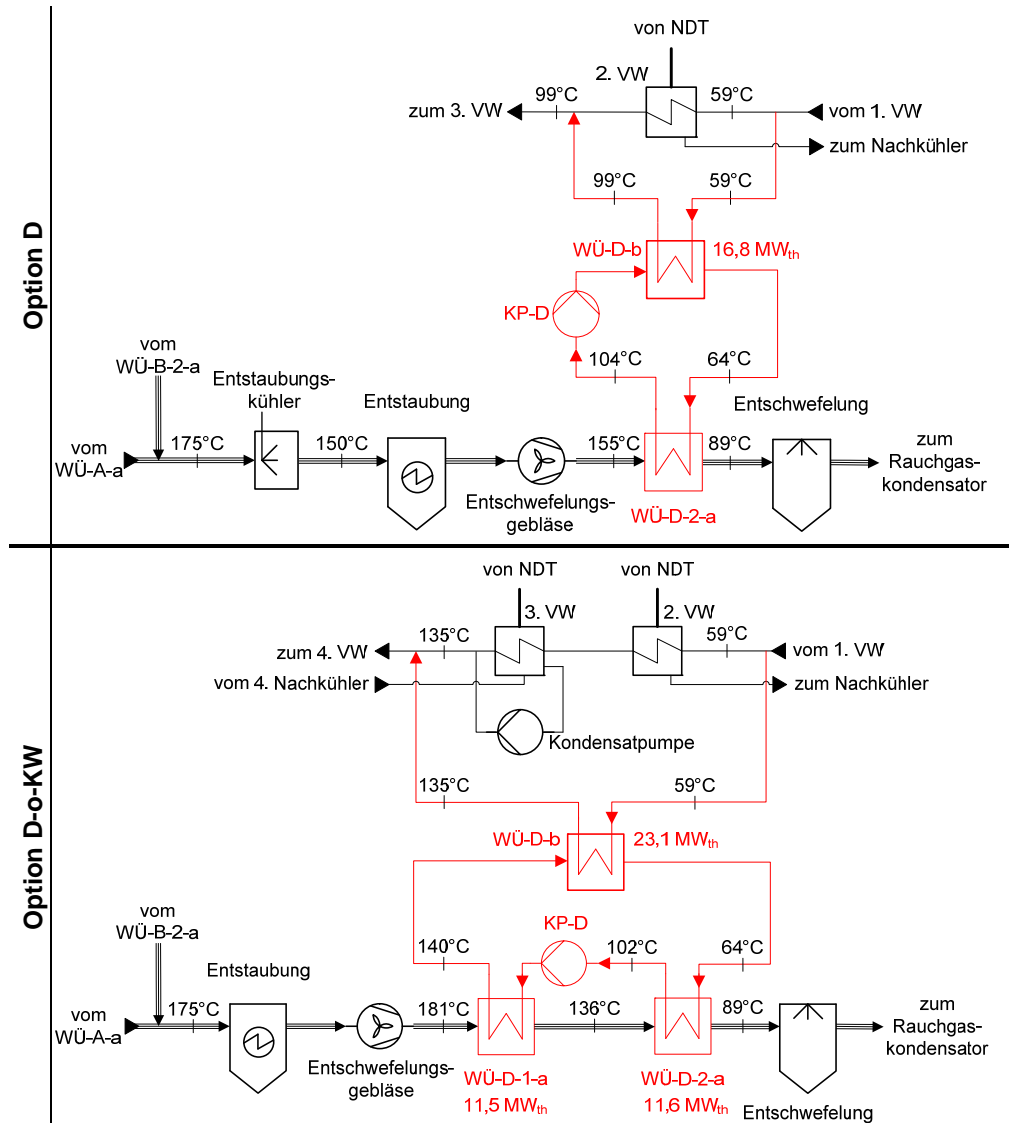


Abbildung 6.13: Optionen D und D-o-KW der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jüel-Kraftwerk

Aufgrund der Wärmeauskoppelung und dadurch im Vergleich zum Basiskraftwerk reduzierter (Option D) bzw. vollständig eliminierter direkter Kühlwasserkühlung (Option D-o-KW) sinkt der Wasserdampfpartialdruck des Rauchgases vor der Entschwefelung von 295 mbar beim Oxy-Vac-Jüel-Basiskraftwerk auf 197 mbar in der Option D-o-KW ab. Die entsprechende Sättigungstemperatur und damit die Rauchgasaustrittstemperatur aus der Entschwefelung verringern sich von 69 auf 60°C, mit der Folge, dass die Rauchgastemperatur nach dem Kon-

densatorgebläse nicht mehr 74 (Basiskraftwerk) sondern nur noch 65°C beträgt (Option D-o-KW). Bei der Kondensatvorlauftemperatur im 1. Kondensatvorwärmer von 31°C (Abbildung 6.10) und der Annahmen im nächsten Kapitel 6.3.1.2 „Modulsauslegung“ müsste die Rauchgasaustrittstemperatur nach der Wärmeauskoppelung in der **Option E** mindestens 61°C betragen<sup>27</sup>. Die Wärmeauskoppelung mit der Rauchgasabkühlung von 65 auf 61°C würde nur 1 MW<sub>th</sub> betragen und ist für die praktische Umsetzung dieser Option zu gering. Daher wird die Option E als nicht praxisnah angesehen und deshalb nicht weiter analysiert.

### 6.3.1.2 Modulsauslegung

Aufgrund der Wärmeauskoppelung und dadurch im Vergleich zum Basiskraftwerk geringerer direkter Kühlwasserkühlung verringert sich der Wasserdampfgehalt des Rauchgases nach Dampferzeuger von 22,7 Vol.-% im Basiskraftwerk auf 19,1 Vol.-% in der Option D-o-KW, vgl. Tabelle 6.17. Der gleichzeitige Anstieg der SO<sub>3</sub>-Konzentration ist auf den oben genannten geringeren Wasserdampfgehalt des Rauchgases zurückzuführen. Der nach Gleichung 2.5 berechnete Säuretaupunkt des Rauchgases nach dem Dampferzeuger sinkt geringfügig von 143 auf 141°C.

Tabelle 6.17: Säuretaupunkte der Rauchgase des Basiskraftwerkes und der Optionen mit der Rauchgaswärmenutzung

Rauchgasparameter	Einheit	Basiskraftwerk	Optionen der Rauchgaswärmenutzung				
			A	B	C	D	D-o-KW
H <sub>2</sub> O <sub>g</sub>	Vol.-%	22,7	20,8	21,2	20,8	20,7	19,1
SO <sub>3</sub>	ppm	8,9	9,2	9,1	9,2	9,2	9,5
Säuretaupunkt	°C	143	142	142	142	142	141

Durch die Wärmeaus- und -einkoppelung sind alle Module im Rauchgaskanal und in der Speisewasser- und Kondensatstrecke betroffen. Die weitere Beschreibung umfasst folgende Module:

- Wärmeübertrager der Rauchgaswärmeauskoppelung
- Rauchgas-Direktgaskühler.

Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

<sup>27</sup> Mit der unteren Wärmeübertragergrädigkeit des Gas-Zwischenwärmeträger-Wärmeübertragers von 25 K und der Wärmeübertragergrädigkeit des Zwischenwärmeträger-Kondensat-Wärmeübertragers von 5 K beträgt die Grädigkeit über den gesamten Wärmeträgerkreislauf 30 K.

### Wärmeübertrager der Rauchgaswärmeauskoppelung

Die thermodynamische Berechnung der Kraftwerkssysteme umfasst die Festlegung der Grädigkeit und des Druckverlustes der Wärmeübertrager sowie der Druckerhöhung und Wirkungsgrade der Wärmeträgerkreislaufpumpen.

Die minimale Grädigkeit korrosionsfester Gas-Flüssigkeit-Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung in den realisierten luftbefeuchten Anlagen liegt bei 28 bis 48 K, die des Bypass-Economisers – bei 28 (Hochdruckvorwärmung) und 7 K (Niederdruckvorwärmung), vgl. Kapitel 2.1.6 und Tabelle 2.15. Aufgrund höherer Wärmekapazität und höherer Dichte des Oxyfuel-Rauchgases im Vergleich zum Rauchgas eines konventionellen Kraftwerkes im Bereich von 100 bis 400°C ist der Wärmeübertragungskoeffizient auf der Rauchgasseite eines vergleichbaren Wärmeübertragers im Oxyfuel-Kraftwerk um bis zum 13 % höher, gleiche Randbedingungen und Wärmeübertragergeometrie vorausgesetzt. Daher dürfte im Oxyfuel-Rauchgas bei gleicher Wärmeübertragerfläche und beim gleichen zu übertragenden Wärmestrom unter wirtschaftlichen Aspekten eine geringere Wärmeübertragergrädigkeit als im konventionellen Kraftwerk realisierbar sein. Die minimale *Grädigkeit aller Rauchgaswärmeübertrager* für die Wärmenutzung wird daher positions- und werkstoffunabhängig mit 25 K angesetzt. Der Druckverlust der Rohrbündel der Wärmeübertrager wird in Kapitel 2.1.6 und in Tabelle 2.15 mit 3 bis 5 mbar angegeben. Unter Berücksichtigung des Druckverlustes beim Ein- und Auslauf in den Wärmeübertrager wird der *Druckverlust der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung* mit 8 mbar und der Druckverlust des jeweiligen Rohrbündels mit 5 mbar angenommen. Der *Druckverlust* der im Bypass des Rauchgas-Oxidansvorwärmers angeordneten *Wärmeübertrager WÜ-B-1 und WÜ-B-2-a* wird mit je 15 mbar angesetzt, da der Rauchgas-Oxidansvorwärmer im Rauchgashauptstrom einen Druckverlust in Höhe von 30 mbar aufweist. Der Druckverlust der Rohrbündel der Wärmeübertrager WÜ-B-1 und WÜ-B-2-a wird mit jeweils 10 mbar angesetzt.

Die minimale *Grädigkeit aller Zwischenwärmeübertrager* wird mit 5 K gleich groß wie die Grädigkeit der Nachkühler in der Kondensat- und der Speisewasservorwärmstrecke angenommen und ist damit vergleichbar mit der Grädigkeit der Zwischenwärmeübertrager der realisierten luftbefeuchten Anlagen von 2 bis 4 K, vgl. Kapitel 2.1.6 und Tabelle 2.15. Der *Druckverlust des Zwischenwärmeübertragers WÜ-D-b* wird bei der Parametrisierung von Kreislaufpumpen berücksichtigt.

Der Wärmeübertrager WÜ-PS-RG wird in Anlehnung an den regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmer designt, da dieser Kostenvorteile gegenüber den anderen Wärmeübertragerformen hat. Die minimale *Grädigkeit des Regenerativ-Wärmeübertragers WÜ-PS-RG* wird mit 7 K angenommen. Da das Rauchgas und Rauchgas-Oxidansgemisch auf beiden Seiten des Wärmeübertragers schon entstaubt und dadurch staubarm sind, wird für den Regenerativ-Wärmeübertrager WÜ-PS-RG ein geringerer *Druckverlust* von 10 mbar pro Strömungsrichtung im Vergleich zum Rauchgas-Oxidansvorwärmer definiert.

Der kleinste Wasserdruck im Wärmeträgerkreislauf, also Druck vor der Pumpe, wird auf der Grundlage der Wasser-Dampf-Tafel IAPWS-97 ausgewählt. Die höchste Wassertemperatur im Wärmeträgerkreislauf vor der Pumpe beträgt in den Optionen A bis C 150°C und in den Optionen D und D-o-KW 102 bzw. 104°C. Um eine Dampfbildung im Wärmeträgerkreislauf zu vermeiden, wird der *kleinste Wasserdruck* in den Optionen A bis C mit 6 bar und in den Optionen D und D-o-KW mit 2 bar festgelegt. Bei allen Pumpen im Wärmeträgerkreislauf mit

dem Förderstrom von ca. 39 (Option B) bis 71,7 kg/s (Option D-o-KW) (vgl. Simulationsergebnisse) handelt es sich um eine im Kraftwerksmaßstab kleine Flüssigkeitspumpe, so dass der *isentrope und mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* in Anlehnung an eine gleich große Kondensatpumpe mit 75 bzw. 95 % aus Tabelle 4.12 angesetzt wird. Der übliche Druckverlust auf der Wasserseite von Kondensatvorwärmern und Kühlern des Wasser-Dampf-Kreislaufes beträgt jeweils 1 bar, vgl. Tabelle 4.12. Im Wärmeträgerkreislauf mit zwei Wärmeübertragern und der erfahrungsgemäß längeren Ringwasserleitung wird deshalb die *Druckerhöhung* von 4 bar angenommen. In der Option D-o-KW mit zwei Rauchgas-Wärmeübertragern werden 5 bar angesetzt.

Die Auslegungsparameter der Rauchgaswärmenutzung für die thermodynamische Berechnung der Kraftwerkssysteme sind in Tabelle 6.18 zusammengefasst.

Tabelle 6.18: Auslegungsparameter der Rauchgaswärmenutzung für die thermodynamische Berechnung der Kraftwerkssysteme

Modul	Modulbeschreibung	Parameter			
		Grädigkeit		Druckverlust, Gasseite	
		K		mbar	
WÜ-A-a WÜ-D-1-a WÜ-D-2-a	Wärmeübertrager Gas (1 bar) – Wärmeträgerkreislauf	25		8	
WÜ-B-1 WÜ-B-2-a	Wärmeübertrager Gas (1 bar) – Speisewasser Gas (1 bar) – Wärmeträgerkreislauf	25		15	
WÜ-PS-RG	Regenerativ-Wärmeübertrager Gas (1 bar) – Gas (1 bar)	7		10 pro Strömungsrichtung	
WÜ-A-b WÜ-B-2-b WÜ-A/B-2-b WÜ-D-b	Wärmeübertrager Zwischenträgerkreislauf – Kondensat	5		---	
Modul	Modulbeschreibung	Druck vor Pumpe	Druckerhöhung	Wirkungsgrad	
				isen.	mech./el.
		bar		%	
KP-A	Kreislaufpumpe	6	4	75	95
KP-B					
KP-D		2	5		

Die Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung stellen im Vergleich zum Basiskraftwerk zusätzliche Komponenten dar. Um deren Größe und Kosten zu berechnen, werden die Wärmeübertrager in Kapitel 10.7 gemäß dem VDI Wärmeatlas ausgelegt. Im Folgenden werden Wärmeübertragerwerkstoffe, Rohrgeometrie und -anordnung definiert. Die Ausle-



gung der Wärmeübertrager orientiert sich konzeptionell an den derzeitigen Stand der fortschrittlichen Kraftwerkstechnik aus Kapitel 2.1.6.

Die Wärmeübertrager WÜ-A-a, WÜ-B-1 und WÜ-B-2-a werden im staubhaltigen Rauchgas eingesetzt. Um die Staubablagerungen auf der Rauchgasseite der Wärmeübertrager zu minimieren, ist ihre gasseitige Berippung im Gegensatz zum Mühlenoxidans- bzw. Mühlenluft-Speisewasservorwärmer [17, S. 211], die nur mit dem staubarmen Rauchgas bzw. mit der staubfreien Luft beaufschlagt werden (vgl. Kapitel 2.1.2, 4.2.2, 5.1.2), nicht sinnvoll. Daher wird angenommen, dass die Wärmeübertrager WÜ-A, WÜ-B-1 und WÜ-B-2-a aus glatten Rohren bestehen, die zusätzlich mittels Rußbläser bedarfsgerecht gereinigt werden können. Die Wärmeübertrager WÜ-D-1-a und WÜ-D-2-a befinden sich im staubarmen und korrosiven Rauchgas und bestehen daher ebenfalls aus glatten Rohren, um die schwallartige Reinigung der Schläuche mit dem Waschwasser zu ermöglichen [47, S. 183].

Die Auslegung der Wärmeübertrager **WÜ-A-a**, **WÜ-B-1** und **WÜ-B-2-a** wird an den rauchgasbeheizten Speisewasservorwärmer (Economiser) in [14, S. 579-582] und [23, S. 252-253] angelehnt. Alle oben genannten Wärmeübertrager werden oberhalb des Rauchgassäuretaupunktes eingesetzt (vgl. Kapitel 6.3.1.1), so dass die im Kesselbau gewöhnlichen Stähle verwendet werden können, vgl. Kapitel 2.1.6, Tabelle 2.14. Aufgrund vom Druck- und Temperaturniveau aus Tabelle 4.12 und Abbildung 6.10 (Niederdruck-Wärmeauskoppelung in WÜ-A-a und WÜ-B-2-a: 10 bar bei 151 bis 166°C, Hochdruck-Wärmeauskoppelung in WÜ-B-1: 336 bar bei 194 bis 303°C) wird bei WÜ-A-a und WÜ-B-2-a als Werkstoff P235GH mit der Werkstoffnummer 1.0345 und bei WÜ-B-1 als Werkstoff P265GH mit der Werkstoffnummer 1.0425 eingesetzt. Als Rohrgeometrie und -anordnung werden Rohre mit einem Außendurchmesser von 32 mm [14, S. 579-582] sowie Längs- und Querrohrteilung von 64 mm (2 x Durchmesser) festgelegt. Die Wandstärken werden rechnerisch nach AD-Merkblättern ermittelt, vgl. Anhang 10.6 und Tabelle 10.29.

Die Auslegung der Wärmeübertrager **WÜ-D-1-a** und **WÜ-D-2-a** wird an die Publikationen und Mitteilungen der auf der Rauchgaswärmenutzung spezialisierten Unternehmen wie Babcock Borsig Steinmüller GmbH und Wallstein Ingenieur GmbH angelehnt. Da die oben genannten Wärmeübertrager im nicht entschwefelten Rauchgas mit der Säuretaupunktunterschreitung eingesetzt werden, werden für den

- Wärmeübertrager WÜ-D-1-a die Fluorkunststoffe wie modifiziertes PTFE (AlWaFlon®-Konzept der Fa. Wallstein Ingenieur GmbH) oder PFA (G-FLON®-Konzept der Fa. Babcock Borsig Steinmüller GmbH) sowie
- Wärmeübertrager WÜ-D-2-a der Werkstoff Alloy 59 mit der Werkstoffnummer 2.4605

ausgewählt. Diese Auswahl ist durch die in Abbildung 6.13 dargestellte Ablaufstruktur begründet, vor allem durch das Druck- und Temperaturniveau des Wärmeträgerkreislaufes nach der Wärmeauskoppelung aus dem Rauchgas. Mit maximal 2 bar und 104°C auf der Wasserseite ist die Belastung für Kunststoffschläuche der Wärmeübertrager gering, so dass die ausreichend lange Standzeit gewährleistet werden kann. Beim Wärmeübertrager WÜ-D-2-a liegen auf der Wasserseite in der in Abbildung 6.13 dargestellte Ablaufstruktur maximal 7 bar und 140°C vor, so dass der metallische Werkstoff aufgrund der Standfestigkeit vom Vorteil ist. Falls für WÜ-D-2-a ebenfalls ein Fluorkunststoff verwendet wird, soll die Pumpe KP-D nach dem Wärmeübertrager WÜ-D-1-a eingesetzt werden, damit der Wasserdruck am Wärmeübertrager WÜ-D-2-a an der wärmsten Stelle nur 5 anstelle von 7 bar beträgt.

Dem Design der Wärmeübertrager WÜ-D-1-a und WÜ-D-2-a liegen Mitteilungen der Fa. Babcock Borsig Steinmüller GmbH und der Fa. Wallstein Ingenieur GmbH zugrunde. Bei dem Wärmeübertrager aus Alloy 59 werden Rohre mit einem Außendurchmesser von 20 mm und einer Wandstärke von 1 mm in einer Längs- und Querrohrteilung von 45 mm (2,25 x Durchmesser) festgelegt [144]. Für Kunststoffwärmeübertrager werden Rohre mit einem Außendurchmesser von 12 mm und einer Wandstärke von 1 mm in einer Längs- und Querrohrteilung von 26 mm (2,16 x Durchmesser) festgelegt [58], [143].

Alle Wärmeübertrager werden als U-förmige Rohrbündelwärmeübertrager mit fluchtender quadratischer Rohranordnung ausgelegt, vgl. Kapitel 2.1.6.

Tabelle 6.19 fasst die oben genannten Einsatzbedingungen, Werkstoffe und Geometrien der Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung zusammen.

Tabelle 6.19: Einsatzbedingungen, Werkstoffe und Geometrien der Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung

Wärmeübertrager	Rauchgas	Wasser max. Werte	Werkstoff	Rohrgeometrie [mm]		
				Außendurchmesser	Wandstärke	Teilung
WÜ-B-1	staubhaltig, oberhalb vom Säuretaupunkt	Speisewasser 379°C / 336 bar	P265GH	32	6,5	64
WÜ-A-a WÜ-B-2-a		WT-Kreislauf 166°C / 10 bar	P235GH	32	1,2	64
WÜ-D-1-a	staubarm, mit der Säure- taupunktunter- schreitung	WT-Kreislauf 140°C / 7 bar	Alloy 59	20	1,0	45
WÜ-D-2-a		WT-Kreislauf 104°C / 2 bar	mod. PTFE	12	1,0	26

Alle Details der Auslegung der Wärmeübertrager sind im Anhang 10.7 zusammengefasst.

Da der Regenerativ-Wärmeübertrager WÜ-PS-RG mit dem Rauchgas-Oxidansvorwärmer baugleich ist, entspricht die Vorgehensweise seiner Größenabschätzung der des Rauchgas-Oxidansvorwärmers und wird im Anhang 10.7, Tabelle 10.11 berechnet.

### Direktrauchgaskühler

Die Direktrauchgaskühler werden eingesetzt, um das Rauchgas auf die für die Rauchgasbehandlung erforderliche Temperatur zu kühlen. Der erforderliche Kühlbedarf ergibt sich aus der Position der Wärmeauskoppelung und der oben beschriebenen Auslegung der Rauchgaswärmeübertrager. Tabelle 6.20 fasst die Positionen der Wärmeauskoppelung gemäß Abbildung 6.10 und den Kühlbedarf in den einzelnen Optionen der Rauchgaswärmenutzung zusammen.

Tabelle 6.20: Positionen der Wärmeauskoppelung im Zusammenhang mit dem Kühlbedarf des Rauchgases

Kraftwerk		Position der Wärmeauskoppelung		Kühlbedarf in den Kühlern	
				Entstaubung	Entschwefelung
				von °C auf °C	
<b>Basiskraftwerk</b>		-----		208 → 150	153 → 95
<b>Optionen der Rauchgaswärmenutzung</b>	<b>A</b>	2	Hauptstrom	175 → 150	154 → 95
	<b>B</b>	1	Bypass des Oxidansvorwärmers	183 → 150	153 → 95
	<b>C</b>	1, 2	wie A und B	175 → 150	154 → 95
	<b>D</b>	1, 2, 3	wie C, zusätzlich Hauptstrom	175 → 150	kein
	<b>D-o-KW</b>	1, 2, 3	wie D	kein	kein

Die Auslegung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers, Elektrofilters, Rauchgasentschwefelungsabsorbers und -kondensators wird gemäß Kapitel 3.3 durchgeführt. Alle Details der Komponentenauslegung und -größenabschätzung sind im Anhang 10.5 enthalten.

### 6.3.1.3 Ergebnisse

Der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes steigt je nach Umfang der Rauchgaswärmenutzung von 36,60 %-Punkten bis auf 37,60 %-Punkte, siehe dunkle Balken in Abbildung 6.14. Die Nettowirkungsgraderhöhung ist mit dem Anstieg des Bruttowirkungsgrades verbunden, siehe helle Balken in Abbildung 6.14. Die Bruttoleistungssteigerung ist wiederum auf die Einsparung des Anzapfdampfes für die regenerative Speisewasser- und Kondensatorvorwärmung durch die Rauchgaswärmenutzung zurückzuführen, vgl. Kapitel 2.1.6.

In den Optionen A bis D fällt der Anstieg des Nettowirkungsgrades geringer als der des Bruttowirkungsgrades aus, weil der Eigenbedarf des Kraftwerkes durch den zusätzlichen Druckverlust in den Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung ansteigt, vgl. Abbildung 6.14. Erst in der Option D-o-KW wird der zusätzliche Druckverlust durch die Vorteile der Rauchgaswärmenutzung ausgeglichen.

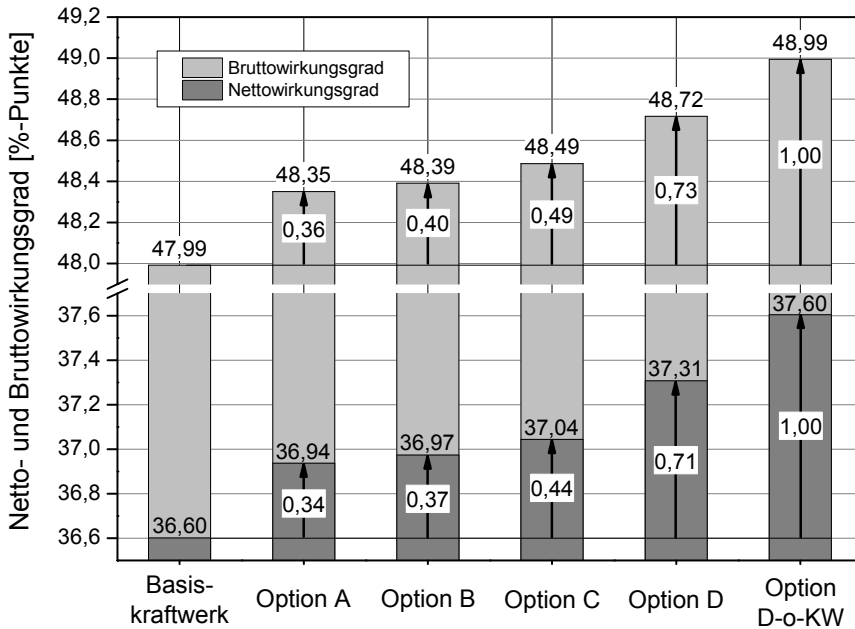


Abbildung 6.14: Netto- und Bruttowirkungsgrad der Oxy-Vac-Jül-Kraftwerke mit und ohne Rauchgaswärmenutzung

Die höhere Leistung der Rauchgasrückführ- und Entschwefelungsgebläse aus dem gestiegenen Druckverlust wird teilweise durch die kleiner werdenden Rauchgasmassenströme kompensiert, da der Kühlwassereintrag in den Rauchgasstrom bei der direkten Rauchgaskühlung im Entstaubungs- und Entschwefelungskühler verringert bzw. gänzlich eliminiert wird, vgl. Tabelle 6.21. Weil vor allem das Rauchgaskondensatorgebläse und die Rauchgasentschwefelungs- und -kondensatorpumpen dank des geringeren Rauchgasvolumenstromes weniger Leistung benötigen, bleibt der Eigenbedarf der Option D-o-KW mit dem des Basis-kraftwerkes trotz der zusätzlichen Wärmeübertrager gleich, vgl. Tabelle 6.21 sowie Abbildung 6.14.

Tabelle 6.21: Mehr- (positive Zahl) und Minderbedarf (negative Zahl) der Gebläse im Rauchgaskanal und der Entschwefelungspumpen bei der Rauchgaswärmenutzung im Vergleich zum Basiskraftwerk (Zahlen in kW<sub>el</sub>)

Option	Gebläse				Pumpen		Gesamtbedarf
	Rauchgasrückführung	Entschwefelung	Kondensator	Mühlenoxidans	Entschwefelung	Kondensation	
A	705	177	-209	18	-224	-159	309
B	775	-17	-168	115	-189	-121	395
C	1090	198	-222	114	-224	-162	795
D	1094	342	-428	114	-450	-324	347
D-o-KW	1081	510	-580	113	-589	-450	85

Aufgrund der sich geringfügig ändernden Rauchgasströme an den Wärmeübertragern variieren die übertragenen Wärmeströme auch bei den sonst gleichen Bedingungen, vgl. Tabelle 6.22. Der kleinste übertragene Wärmestrom ist in der Option B und ist auf die in Kapitel 6.1.1.2 definierten Randbedingungen am Rauchgas-Oxidansvorwärmer zurückzuführen. Von der Option A bis zur Option D-o-KW steigt der an den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragene Gesamtwärmestrom von 17,1 auf 47,3 MW<sub>th</sub>. In der Option D-o-KW ist der übertragene Gesamtwärmestrom am größten, da der Rauchgasstrom aufgrund der vollständigen Eliminierung der direkten Rauchgaskühlung kleiner als bei anderen Optionen ist. Als Folge sind die Abwärmeverluste bei den sonst gleichen Bedingungen kleiner.

Tabelle 6.22: Übertragene Wärmeströme in jedem Wärmeübertrager aller Optionen der Rauchgaswärmenutzung in MW<sub>th</sub>

Option	Wärmeübertrager für Rauchgaswärmenutzung						Wärmestrom an Wasser-Dampf-Kreislauf
	WÜ-A-a	WÜ-B-1	WÜ-B-2-a	WÜ-D-1-a	WÜ-D-2-a	WÜ-PS-RG	
A	17,1	---	---	---	---	---	17,1
B	---	10,3	2,7	---	---	6,7	13,0
C	4,5	10,3	2,7	---	---	6,7	17,6
D	4,6	10,3	2,7	17,0	---	6,7	34,6
D-o-KW	10,9	10,5	2,8	13,7	11,5	8,7	47,3

Aufgrund von den in Tabelle 6.18 festgelegten Grädigkeiten und Randbedingungen der Rauchgaswärmenutzung und des Kraftwerksprozesses liegt der Anteil der tatsächlichen Rauchgaswärmenutzung an der potentiellen zwischen 48 % in der Option B und 85 % in der Option D-o-KW, vgl. Tabelle 6.23, Spalte 4. Der Bezugspunkt dabei ist die jeweils kumulierte potentielle Wärmenutzung aus Abbildung 6.10. Der Umfang der Rauchgaswärmenutzung in der Option D-o-KW ist zwar am größten, reicht aber nicht bis zum Wert der potentiell möglichen Rauchgaswärmenutzung. Der Grund sind die Einschränkungen wie die endliche Grädigkeit der Wärmeübertrager und die festgelegte Betriebstemperatur der Entschwefelung.

Je nach Position der Wärmeeinkoppelung in den Wasser-Dampf-Kreislauf und je nach Konfiguration und Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufes hat der aufgrund der Wärmenutzung eingesparte Anzapfdampf eine unterschiedliche elektrische Äquivalenz, so dass der ausgekoppelte Wärmestrom zu durchschnittlich 25 (Option A) bis 37 % (Option B) in den elektrischen Strom umgewandelt wird, vgl. Tabelle 6.23.

Tabelle 6.23: Potentielle und tatsächliche Rauchgaswärmenutzung sowie deren Auswirkungen auf den Kraftwerksprozess

Option	Nutzbarer Wärmestrom			Anstieg von Brutto...		Kumulierter elektrischer Äquivalenzfaktor
	potentiell	tatsächlich		Leistung	Wirkungsgrad	
	$MW_{th}$		%	$MW_{el}$	%-Punkte	---
A	27,3	17,1	62,7	4,3	0,36	0,253
B	27,3	13,0	47,7	4,8	0,40	0,371
C	27,3	17,6	64,4	5,6	0,49	0,340
D	56,0	34,6	61,8	8,8	0,73	0,254
D-o-KW	56,0	47,3	84,5	12,1	1,00	0,257

Der Vorteil der Option D-o-KW, bei der auf die direkte Rauchgaskühlung vor der Entstaubung verzichtet wird, gegenüber der Option D ist aus Tabelle 6.21, Tabelle 6.22 und Tabelle 6.23 deutlich:

- aufgrund des geringeren Rauchgasvolumenstromes steigt der insgesamt ausgekoppelte Wärmestrom um 12,7  $MW_{th}$  oder um ca. 37 %
- dank der höheren Temperatur des ausgekoppelten Wärmestromes und der höherwertigen Einkoppelung verbessert sich die elektrische Äquivalenz des eingesparten Dampfes um 0,3 %
- durch die weggefallenen Komponenten und kleineren Volumenströme der Fluids verringert sich die Summe der Gebläse, und Entschwefelungs- und Kondensatorpumpenleistungen um insgesamt 0,26  $MW_{el}$  oder 0,02 %-Punkte.

Daraus ergibt sich ein energetischer Vorteil der Option D-o-KW gegenüber der Option D von insgesamt 0,30 %-Punkten.

Dem Wirkungsgradgewinn aus der Rauchgaswärmenutzung steht der Bau- und Investitionsaufwand gegenüber, vgl. Tabelle 6.24. Da die Flächen der Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung aus unterschiedlichen Werkstoffen mit verschiedenen Wandstärken bestehen (vgl. Tabelle 6.19), wird die erforderliche Wärmeübertragerfläche in Tabelle 6.24 nach der Art der Wärmeübertrager differenziert. Die Daten zu den Wärmeübertragern der Rauchgaswärmenutzung sind dem Anhang 10.7 entnommen und auf 100  $m^2$  gerundet, wobei die Flächen der bau- und werkstoffgleichen Wärmeübertrager WÜ-A-a und WÜ-B-2-a addiert werden.

Je nach Umfang der Rauchgaswärmenutzung, ausgekoppelten Wärmeströme, Temperaturdifferenzen sowie der Auslegungs- und Konstruktionsparameter beträgt der direkte Bauaufwand der Rauchgaswärmenutzung zwischen 6,5 bei der Option B und 22,3 Tsd.  $m^2$  bei der Option D-o-KW.

Der indirekte zusätzliche Bauaufwand der Rauchgaswärmenutzung, in diesem Fall der des Rauchgas-Oxidansvorwärmers, ist hinsichtlich der Wärmeübertragerfläche höher. In den Optionen B bis D-o-KW steigt die Fläche des Rauchgas-Oxidansvorwärmers im Vergleich zu

der des Basiskraftwerkes um bis zu 32 % oder um bis zu 28 Tsd. m<sup>2</sup> an. Der Grund für den Anstieg der Wärmeübertragerfläche des Rauchgas-Oxidansvorwärmers ist die Wärmeauskoppelung in seinem Bypass und dadurch geringere logarithmische Temperaturdifferenz beim weitgehend konstanten zu übertragenen Wärmestrom sowie der Einsatz des zusätzlichen Hilfs-Wärmeübertragers WÜ-PS-RG, vgl. Kapitel 6.3.1.1, deren Fläche zu der des Rauchgas-Oxidansvorwärmers hinzuaddiert wird.

Die Rauchgaswärmenutzung und als Folge geringere Direktrauchgaskühlung (vgl. Kapitel 6.3.1.2) verkleinert den Rauchgasvolumenstrom und damit die Komponenten im Rauchgas-kanal um bis zu 8 %. Daher hat die vollständige Eliminierung der Direktrauchgaskühlung in der Option D-o-KW gegenüber der Option D nicht nur einen Wirkungsgradvorteil von 0,29 %-Punkten sondern den insgesamt geringeren Bau- und Investitionsaufwand.

Tabelle 6.24: Bauaufwand der Rauchgaswärmenutzung und der ausgewählten Kraftwerkskomponenten im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter		Einheit	Basis-kraftwerk	Optionen				
					A	B	C	D	D-o-KW
Wärme-nutzung	Wärme-übertrager-fläche	C-St; HD	Tsd. m <sup>2</sup>	---	---	5,6	5,6	5,6	5,7
		C-St; ND		---	7,2	0,9	3,3	3,3	5,9
		Alloy 59		---	---	---	---	---	3,8
		PTFE		---	---	---	---	8,1	6,9
Oxidans-bereitstellung	Rauchgas-Oxidans-vorwärmer, Wärme-übertragerfläche		Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	87,0	119,3	119,3	119,3	114,4
			%	100,0	100,6	137,9	137,9	137,9	132,2
Entstaubung	Elektrofilter, Nieder-schlags Elektroden-fläche		Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	72,3	72,3	72,3	72,3	74,7
			%	100,0	98,0	98,0	98,0	98,0	101,2
Entschwefe-lung	Absorber, Durchmesser		m	8,43	8,21	8,25	8,21	7,96	7,80
			%	100,0	97,5	98,0	97,5	94,5	92,5
Rauchgas-kondensation	Kondensator, Durchmesser		m	8,14	7,92	7,98	7,92	7,67	7,51
			%	100,0	97,3	98,1	97,3	94,3	92,2
Wirkungsgradgewinn gegenüber Ba-siskraftwerk			%-Punkte	---	0,34	0,37	0,44	0,71	1,00

Zusammenfassend können durch die Rauchgaswärmenutzung eine beachtliche Wirkungsgradsteigerung zwischen 0,34 %-Punkten und 1,00 %-Punkt realisiert werden. Dies verursacht den direkten Bauaufwand zwischen 6,5 bei der Option B und 22,3 Tsd. m<sup>2</sup> bei der Option D-o-KW. Den Einsparungen bei dem Rauchgasentschwefelungsabsorber und -kondensator von bis zu 8 % steht der um bis zu 38 % vergrößerte Rauchgas-Oxidansvorwärmer gegenüber. Die vollständige Rauchgaswärmenutzung ohne direkte Rauchgaswasserkühlung (Option D-o-KW) stellt eine sinnvolle Option dar, insbesondere wenn der Nachteil des vergrößerten Rauchgas-Oxidansvorwärmers durch beispielsweise eine weitere Änderung der Ablaufstruktur eliminiert wird.

### 6.3.2 Sauerstoffwärmenutzung

Die Sauerstoffwärmenutzung besteht in der Nutzung der Wärme aus den Zwischenkühlungsstufen des Vakuumsaugers der Sauerstoffförderung für die Vorwärmung des Kondensates des Wasser-Dampf-Kreislaufes.

#### 6.3.2.1 Prozessbeschreibung

Die **Option F** stellt das Basiskraftwerk mit der Wärmeauskoppelung aus dem Zwischenstufenkühler des Sauerstoffvakuumsaugers und der Wärmeeinkoppelung im Bypass der Kondensatstrecke dar, vgl. Abbildung 6.15. Da die Sauerstoffbereitstellung und die Kondensatstrecke in der Regel räumlich voneinander getrennt sind, wird bei dieser Option von der Notwendigkeit eines Zwischenwärmeträgerkreislaufes ausgegangen. Die Angaben zu den Temperaturen und zum Wärmestrom in Abbildung 6.15 beziehen sich auf den Wasser-Dampf-Kreislauf aus Abbildung 6.10 und auf die Komponentenauslegung in Kapitel 6.3.2.2. Der Wärmeträgerkreislauf beinhaltet die Kreislaufpumpe KP-F und den Zwischenwärmeträgerkreislauf-Kondensat-Wärmeübertrager WÜ-F-b.

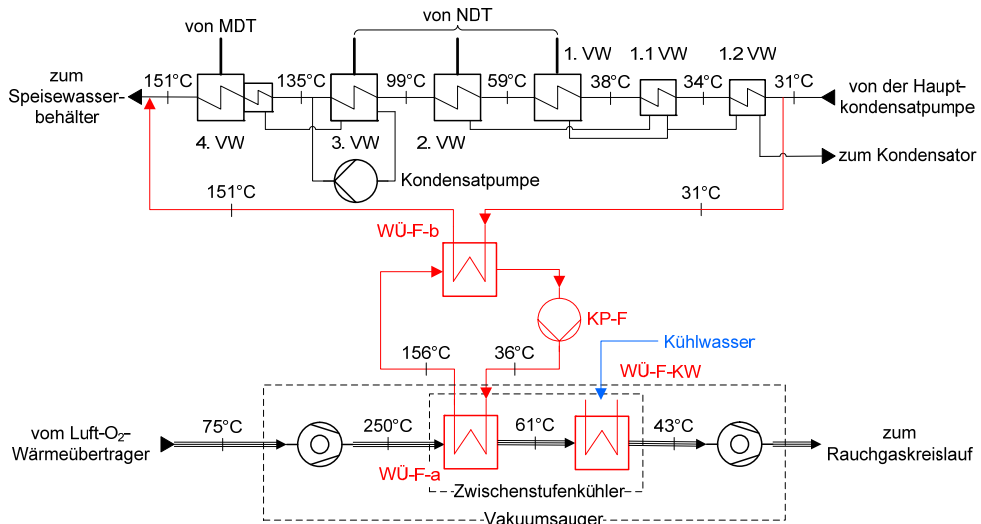


Abbildung 6.15: Option F der Sauerstoffwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk

Je nach Grädigkeit des Wärmeübertragers WÜ-F-a ist eine weiterführende Kühlung des Sauerstoffes vor der nächsten Verdichterstufe mit dem Kühlwasser des Zwischenkühlwassersystems erforderlich, um den Leistungsbedarf des Sauerstoffvakuumsaugers zu reduzieren. Im vorliegenden Beispiel kühlt sich der Sauerstoff unter Berücksichtigung der Kondensateintrittstemperatur von 31°C und der angenommenen unteren Grädigkeit des Wärmeübertragers WÜ-F-a von 25 K und des Wärmeübertragers WÜ-F-b von 5 K auf 61°C ab. Um den Leistungsbedarf der nächsten Verdichterstufe zu reduzieren, wird der Sauerstoff mit dem Kühlwasser des Zwischenkühlwassersystems auf die gleiche Temperatur wie beim Basiskraftwerk von 43°C im Wärmeübertrager WÜ-F-KW weiter gekühlt, vgl. Abbildung 6.15. Der



Zwischenstufenkühler des Vakuumsaugers mit der Sauerstoffwärmenutzung besteht damit aus zwei getrennten Wärmeübertragern: WÜ-F-a für die Sauerstoffwärmeauskoppelung und WÜ-F-KW für die Sauerstoffnachkühlung.

Bei der Anwendung des Sauerstoffvakuumsaugers mit mehrstufiger Zwischenkühlung verringert sich der Gesamtelektrizitätsbedarf des Vakuumsaugers und die Sauerstoffaustrittstemperatur nach jeder Verdichterstufe, vgl. Kapitel 6.1.1.3, Optionen ZSK-2 bis ZSK-5 sowie Abbildung 6.2. Da die Sauerstoffwärmeauskoppelung auch bei diesen Optimierungsoptionen grundsätzlich denkbar ist, wird die Option F um weitere Optionen der Sauerstoffwärmenutzung mit mehreren Zwischenstufenkühlungen erweitert. Die Anzahl der Positionen der Wärmeauskoppelung entspricht dann der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen. Die Bezeichnung der Optionen mit der Sauerstoffwärmenutzung aus der mehrstufigen Zwischenkühlung beinhaltet die Angabe der Grundoption F und die Anzahl der Zwischenstufenkühlungen bzw. Positionen der Wärmeauskoppelungen. In Anlehnung an die Optionsbezeichnungen der mehrstufigen Zwischenkühlung aus Kapitel 6.1.1 (ZSK-2 bis ZSK-5) werden die Optionen der Sauerstoffwärmeauskoppelung mit F-2 bis F-5 bezeichnet, wenn die Anzahl größer 1 ist. Die Merkmale aller untersuchten Optionen fasst Tabelle 6.25 zusammen. Die in Spalte 4 angegebene Sauerstofftemperatur nach jeder Verdichterstufe, also vor der Wärmenutzung, wurde in den Simulationen in Kapitel 6.1.1 berechnet und wird der Abbildung 6.2 entnommen. Der Wahl der Position der Wärmeeinkoppelung liegen die in Kapitel 6.3 aufgezählten Randbedingungen unter Berücksichtigung der Auslegungsparameter in Kapitel 6.3.2.2 zugrunde. Während bei der Option F die Wärme im gesamten Bypass der Kondensatstrecke eingekoppelt wird, reduziert sich die Position der Wärmeeinkoppelung bei den Optionen F-3 bis F-5 nur auf den Bypass des 1. und bei der Option F-2 auf den Bypass des 1. und 2. Kondensatvorwärmers.

Tabelle 6.25: Untersuchte Optionen der Sauerstoffwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk aus einer und mehreren Zwischenstufenkühlungen

Kraftwerk	Anzahl der Zwischenstufenkühlungen und der Position der Wärmeauskoppelung	O <sub>2</sub> -Wärmenutzung	O <sub>2</sub> -Temperatur vor Wärmenutzung	Position der Wärmeeinkoppelung	
			°C		
Basiskraftwerk	1	nein	251	-----	
Option	F	1	ja	251	Bypass der Kondensatstrecke
	F-2	2	ja	152	Bypass des 1. und 2. Kondensatvorwärmers
	F-3	3	ja	122	Bypass des 1. Kondensatvorwärmers
	F-4	4	ja	105	Bypass des 1. Kondensatvorwärmers
	F-5	5	ja	95	Bypass des 1. Kondensatvorwärmers

### 6.3.2.2 Modulauslegung

Die Auswirkungen der Sauerstoffwärmeauskoppelung sind mit denen der Wärmeentnahme im Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung identisch, mit der Folge, dass der Wärmehaushalt der Sauerstoff-Rauchgasseite des Kraftwerksprozesses verändert wird, vgl. Kapitel 6.1.1.2. Im Weiteren wird deshalb nur das Modul „Sauerstoffwärmenutzung“ beschrieben, das sich von der Zwischenstufenkühlung des Basiskraftwerkes bzw. von den Optimierungsoptionen aus Kapitel 6.1.1 unterscheidet. Die übrigen Module werden nach Kapitel 3.2.3 mit den Auslegungsparametern aus Kapitel 5.1 modelliert.

#### Sauerstoffwärmenutzung

Das Modul „Sauerstoffwärmenutzung“ besteht aus den Wärmeübertragern WÜ-F-a, WÜ-F-b und WÜ-F-KW sowie der Kreislaufpumpe KP-F. Die Auslegungsparameter aller Optionen F bis F-5 unterscheiden sich nicht, abgesehen von der Sauerstofftemperatur vor der Wärmenutzung in Tabelle 6.25, daher werden die entsprechenden Parameter im Weiteren zusammengefasst behandelt.

Der gesamte *gasseitige Druckverlust des Gas-Zwischenwärmeträgerkreislauf-Wärmeübertragers WÜ-F-a* inklusive des Sauerstoffnachkühlers **WÜ-F-KW** wird in Anlehnung an den kühlwassergekühlten Zwischenstufenkühler mit 2 % des Eintrittsdruckes festgelegt, vgl. Tabelle 5.5. Die *untere Grädigkeit des Gas-Zwischenwärmeträgerkreislauf-Wärmeübertragers* und die des *Zwischenwärmeträgerkreislauf-Kondensat-Wärmeübertrags* wird in Anlehnung an Tabelle 6.18, Wärmeübertrager WÜ-D-a und WÜ-D-b, mit 25 bzw. 5 K definiert.

Die *untere Grädigkeit des Sauerstoffnachkühlers WÜ-F-KW* von 20 K ergibt sich aus dem Zielwert der Sauerstoffeintrittstemperatur in die nächste Stufe des Vakuumsaugers von 43°C und der Kühlwassereintrittstemperatur des Zwischenkühlwassersystems. Die Parameter des Zwischenkühlwasserprozesses entsprechen denen des Basiskraftwerkes, vgl. Kapitel 5.1.4 und Tabelle 5.8, wobei der Elektrizitätsbedarf der Zwischenkühlwasserpumpen nach Gleichung 5.2 anhand der mittels des Zwischenkühlwassersystems abzuführenden Abwärme berechnet wird. Tabelle 6.26 fasst die oben beschriebenen Auslegungsparameter der Sauerstoffwärmenutzung zusammen.

Bei der Pumpe des Wärmeträgerkreislaufes **KP-F** mit dem Förderstrom je nach Option von 36 bis zu 173 kg/s (Simulationsergebnisse) handelt es sich um eine im Kraftwerksmaßstab kleine bzw. mittelgroße Flüssigkeitspumpe, so dass der *isentrope und mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* in Anlehnung an eine etwa gleich große Kondensatpumpe mit 75 bzw. 95 % aus Tabelle 4.12 definiert wird. Der übliche Druckverlust auf der Wasserseite von Kondensatvorwärmern und Kühlern des Wasser-Dampf-Kreislaufes liegt bei jeweils 1 bar, vgl. Kapitel 4.2.3, Tabelle 4.13. Im Wärmeträgerkreislauf mit zwei Wärmeübertragern und der erwartungsgemäß längeren Wasserleitung wird deshalb die *Druckerhöhung* von insgesamt 4 bar angenommen, wie für die ähnliche Kreislaufpumpe KP-D in Tabelle 6.18. Der kleinste Wasserdruck im Wärmeträgerkreislauf, also Druck vor der Pumpe, wird auf der Grundlage der Wasser-Dampf-Tafel IAPWS-97 aus [120] ausgewählt und liegt je nach Option zwischen 1 (Option F-5) und 5 (Option F) bar. Tabelle 6.28 fasst die Auslegungsparameter der Sauerstoffwärmenutzung zusammen. Die Kühlwasserparameter des Haupt- und Zwischenwasserkühlsystems enthält Kapitel 5.1.4, Tabelle 5.8.

Tabelle 6.26: Auslegungsparameter der Sauerstoffwärmenutzung

Option	Modul	Modulbeschreibung	Parameter		
			Grädigkeit	Druckverlust, Gasseite	
			K	% des Eintritts- druckes	
F bis F-5	WÜ-F-a	Wärmeübertrager Gas (0,1 bis 0,5 bar) – Zwischenwärmeträgerkreislauf	25	2	
	WÜ-F-b	Wärmeübertrager Zwischenwärmeträgerkreislauf – Kondensat	5	---	
	WÜ-F-KW	Wärmeübertrager Gas (0,1 bis 0,5 bar) – Kühlwasser	20	in WÜ-F-a enthalten	
	Modul	Modulbeschreibung	Druckerhöhung	Wirkungsgrad	
			bar	%	
	KP-F	Kreislaufpumpe	4	75	95

Da die für die Wärmeübertragung relevanten Eigenschaften des Kühlwassers und des Wassers im Zwischenwärmeträgerkreislauf nicht wesentlich unterscheiden, ist der Wärmeübertrager WÜ-F-a und WÜ-F-KW mit dem mit Kühlwasser betriebenen Zwischenstufenkühler prinzipiell baugleich. Als Wärmeübertragerform wird ein Rohrbündelwärmeübertrager gewählt. Es wird unterstellt, dass die Mindestströmungsgeschwindigkeit des Kühlwassers durch die geeigneten Abmessungen des Wärmeübertragers und der Röhre sowie durch die geeignete Fluidführung in allen Fällen nicht unterschritten wird.

Der Wärmeübertrager WÜ-F-a und Sauerstoffnachkühler WÜ-F-KW werden mit einem durchschnittlichen k-Wert von 27 W/m<sup>2</sup>K ausgelegt, vgl. Kapitel 6.1.1.

Da die Auswirkungen der Sauerstoffwärmeauskoppelung mit denen der Wärmeentnahme im Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenstufenkühlung identisch sind, verändern sich die Komponenten Elektrofilter, Rauchgasentschwefelungsabsorber, -kondensator sowie -Oxidationsvorwärmer im Vergleich zu denen der entsprechenden Optionen mehrstufiger Zwischenstufenkühlung aus Kapitel 6.1.1 nicht.

Die Berechnung der Fläche der Wärmeübertrager WÜ-F-a und WÜ-F-KW ist im Anhang in Kapitel 10.5.1 in Tabelle 10.14 und Tabelle 10.15 enthalten. Die Sauerstoffwärmeinkoppelung über den Wärmeübertrager WÜ-F-b ermöglicht eine kleinere Dimensionierung entsprechender Niederdruckvorwärmer und Kondensatkühler im Vergleich zum Basiskraftwerk und verursacht gleichzeitig den zusätzlichen Bauaufwand des Wärmeübertragers WÜ-F-b. Da sich die Wärmeübergangskoeffiziente der eingesparten Niederdruckvorwärmer und Kondensatkühler in erster Näherung dem Wärmeübergangskoeffizient des Zwischenwärmeträgerkreislauf-Kondensat-Wärmeübertragers gleichen (1500 bis 3500 W/m<sup>2</sup>K [25, S. 330]), wird davon ausgegangen, dass die Einsparungen bei den Niederdruckvorwärmern und Kondensatkühlern durch den Bauaufwand des Wärmeübertragers WÜ-F-b ausgeglichen werden.

Daher wird auf die Berechnung der Fläche des Wärmeübertragers WÜ-F-b verzichtet. Der Durchmesser des Zwischenwärmeträgerkreislaufes wird ebenfalls nicht gesondert berechnet, da davon ausgegangen wird, dass sein Bauaufwand durch die Einsparungen beim Zwischenkühlwasserkreislauf ausgeglichen wird.

### 6.3.2.3 Ergebnisse

Der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit und ohne Sauerstoffwärmenutzung in Abhängigkeit von der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen und Wärmenutzungen ist in Abbildung 6.16 dargestellt. Das Basiskraftwerk mit dem Sauerstoffvakuumsauger mit der einstufigen Kühlung und Sauerstoffwärmenutzung ist die Option F. Jeder Option der mehrstufigen Sauerstoffverdichtung mit der Zwischenstufenkühlung ohne Wärmenutzung (Optionen ZSK-2 bis ZSK-5) wird eine Option mit der Wärmenutzung zugeordnet (Optionen F-2 bis F-5). Die Angaben zum Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes ohne Sauerstoffwärmenutzung sind dem Kapitel 6.1.1, Abbildung 6.3 entnommen.

Die Sauerstoffwärmenutzung erhöht den Nettowirkungsgrad zwischen 0,12 (Option F-5) und 0,28 %-Punkten (Option F) gegenüber einem Kraftwerk gleicher Konfiguration ohne Sauerstoffwärmenutzung. Der Nettowirkungsgrad des Gesamtsystems mit fünf Zwischenstufenkühlungen und der Sauerstoffwärmenutzung steigt gegenüber dem des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes um insgesamt 0,60 %-Punkte, vgl. Abbildung 6.16.

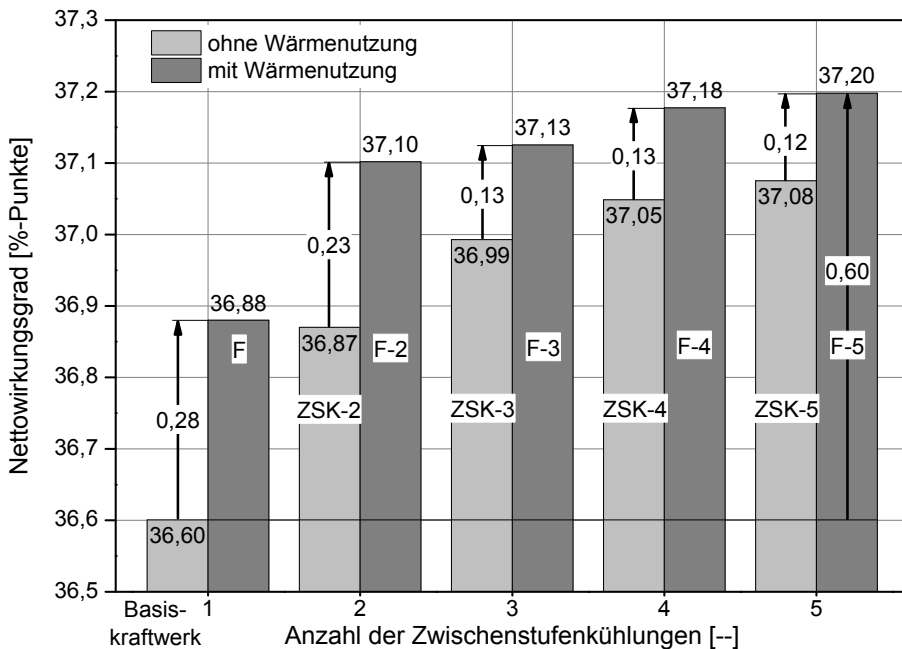


Abbildung 6.16: Nettowirkungsgrad der Oxy-Vac-Jül-Kraftwerke mit und ohne Sauerstoffwärmenutzung

Aufgrund der höheren Exergie der entnommenen Wärme ist die Sauerstoffwärmenutzung in der Option F am effektivsten. Der erzielbare energetische Vorteil sinkt mit der steigenden Anzahl der Zwischenstufenkühlungen, vgl. Abbildung 6.16. Der Grund dafür ist die sinkende Temperatur des in der Zwischenstufenkühlung zu kühlenden Sauerstoffes. Unter den definierten Bedingungen (Wirkungsgrad des Vakuumsaugers, Druckverlust der Zwischenstufenkühlung, Grädigkeit des Wärmeübertragers) führt die steigende Anzahl der Zwischenstufenkühlungen zwar zum höheren gesamten abzuführenden Wärmestrom aber zum geringeren nutzbaren Wärmestrom. Abbildung 6.17 stellt den Zusammenhang zwischen dem gesamten abzuführenden Wärmestrom, der als potentiell nutzbar betrachtet wird, und dem tatsächlich genutzten Wärmestrom in Abhängigkeit von der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen dar. Während bei der Option F nur 8 % des potentiell verfügbaren Wärmestromes nicht genutzt werden, geht bei der Option F-5 ca. 31 % der potentiell verfügbaren Wärme verloren, wobei die in der Option F-5 genutzte Wärme zusätzlich noch eine geringere Exergie im Vergleich zur Option F hat.

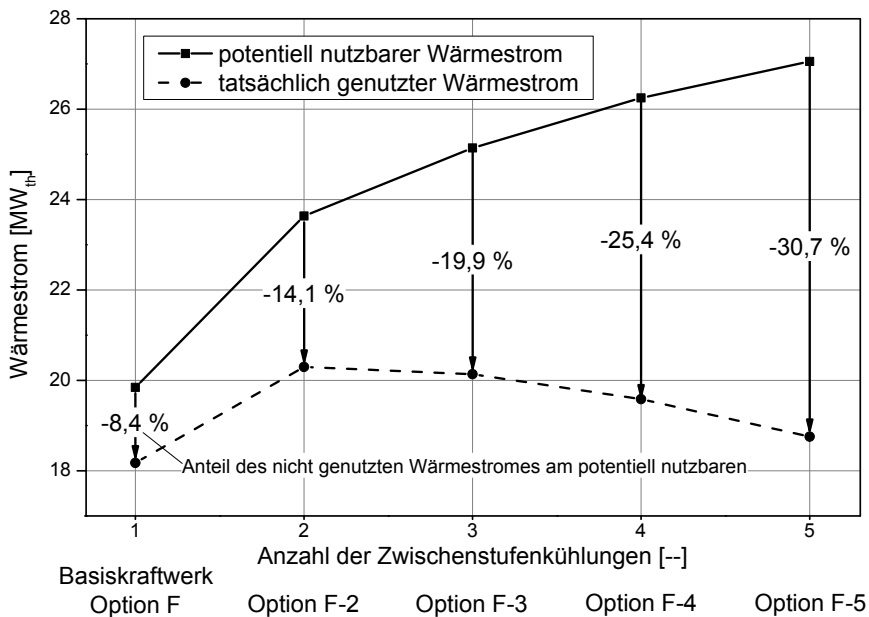


Abbildung 6.17: Potentiell und tatsächlich nutzbarer Wärmestrom aus Sauerstoffverdichtung

Da die Temperatur des aufzuwärmenden Kondensates und als Folge die des Wärmeträgerkreislaufes bei den Optionen mit der Sauerstoffwärmenutzung höher als die des Kühlwassers des Zwischenkühlwassersystems des Basiskraftwerkes ohne Wärmenutzung ist, wird bei der Sauerstoffwärmenutzung eine größere Wärmeübertragerfläche in den Zwischenstufenkühlungen des Vakuumsaugers im Vergleich zum Basiskraftwerk benötigt. Dies hat zur Folge, dass die Wärmeübertragerfläche des Wärmeübertragers zur Sauerstoffwärmenutzung inklusive des Nachkühlers zur Sauerstoffkühlung um bis zu 4,2-fache im Vergleich zum Basiskraftwerk ansteigt, vgl. Tabelle 6.27. Der sonstige Bauaufwand der Optionen mit der Sauerstoffwärmenutzung entspricht diesem der jeweiligen Optionen mit mehrstufiger Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers ohne Sauerstoffwärmenutzung und wird daher aus

der Tabelle 6.3 übernommen. Da sich die Option F und das Basiskraftwerk nur hinsichtlich der Sauerstoffwärmenutzung, nicht aber in der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen unterscheiden, ist deren Bauaufwand außer der Sauerstoffwärmenutzung identisch, vgl. Tabelle 6.27.

Tabelle 6.27: Bauaufwand der Sauerstoffwärmenutzung und der ausgewählten Kraftwerkskomponenten im Vergleich zum Basiskraftwerk

Prozess	Komponente / Parameter	Einheit	Basis- kraftwerk	Optimierungsoptionen				
				F	F-2	F-3	F-4	F-5
O <sub>2</sub> - Wärmenut- zung	Wärmeübertrager und Nachkühler, Wärme- übertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	100,0	15,2	26,1	26,2	31,9	36,7
		%	6,0	174,3	298,8	299,6	365,8	420,9
Oxidansbe- reitstellung	Rauchgas- Oxidansvorwärmer, Wärmeübertragerfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	86,5	90,5	92,1	93,0	93,5
		%	100,0	100,0	104,6	106,5	107,5	108,1
Entstau- bung	Elektrofilter, Nieder- schlagselektrodenfläche	Tsd. m <sup>2</sup>	73,8	73,8	73,1	72,6	72,5	72,3
		%	100,0	100,0	99,0	98,4	98,2	98,0
Entschwefe- lung	Absorber, Durchmesser	m	8,43	8,43	8,33	8,29	8,27	8,27
		%	100,0	100,0	98,9	98,4	98,2	98,2
Rauchgas- kondensa- tion	Kondensator, Durch- messer	m	8,14	8,14	8,06	8,00	7,98	7,98
		%	100,0	100,0	99,0	98,3	98,1	98,1
Wirkungsgradgewinn gegenüber Ba- siskraftwerk		%- Punkte	---	0,28	0,50	0,52	0,58	0,60

Zusammengefasst hat die Sauerstoffwärmenutzung einen Wirkungsgradvorteil gegenüber den Optionen ohne Sauerstoffwärmenutzung zwischen 0,12 und 0,28 %-Punkten, wobei der Vorteil mit der steigenden Anzahl der Zwischenstufenkühlungen des Vakuumsaugers geringer wird. Im Vergleich zum Basiskraftwerk verbessert sich der Wirkungsgrad um 0,28 bis 0,60 %-Punkte. Die Auswirkungen auf andere Komponenten im Rauchgasweg sind mit denen der Zwischenstufenkühlung gleich. Die Wirkungsgradsteigerung und der Bauaufwand in den Optionen F und ZSK-2 sind nahezu identisch. Der Bauaufwand für den Wärmeübertrager und Nachkühler im Vakuumsauger sowie für den Rauchgas-Oxidansvorwärmer steigt ab der Option F-2 überproportional an, so dass sich die weiterführende Sauerstoffwärmenutzung nur im Einzelfall lohnt, beispielsweise wenn die passende Wärmeeinkoppelung in den Optionen F und F-2 fehlt.

### 6.3.3 Kohlendioxidwärmenutzung

Die Kohlendioxidwärmenutzung besteht in der Nutzung der Wärme aus den Zwischenkühlungsstufen des CO<sub>2</sub>-Verdichters für die Vorwärmung des Kondensates des Wasser-Dampf-Kreislaufes.

#### 6.3.3.1 Prozessbeschreibung

Im achtstufigen CO<sub>2</sub>-Verdichter (jeweils vierstufige Vor- und Nachverdichtung, vgl. Kapitel 5.1.6) mit dem in Tabelle 5.17 angegebenen polytropen Verdichterwirkungsgrad von 85 % beträgt die Gastemperatur nach jeder Verdichterstufe ca. 90°C. Das Temperaturniveau der Wärmeauskoppelung ist ausreichend, um die Wärme an das Kondensat im Bypass des ersten Kondensatvorwärmers zu übertragen.

Die **Option G** stellt das Basiskraftwerk mit der Wärmeauskoppelung aus den Zwischenkühlern des achtstufigen CO<sub>2</sub>-Verdichters und der Wärmeeinkoppelung im Bypass des ersten Kondensatvorwärmers dar. Aufgrund der räumlichen Entfernung der Verdichterstation und der Kondensatvorwärmer wird bei dieser Option von der Notwendigkeit eines Zwischenwärmeträgerkreislaufes ausgegangen. Die Ablaufstruktur mit den in roter Farbe gezeichneten Änderungen gegenüber dem Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk ist in Abbildung 6.18 dargestellt.

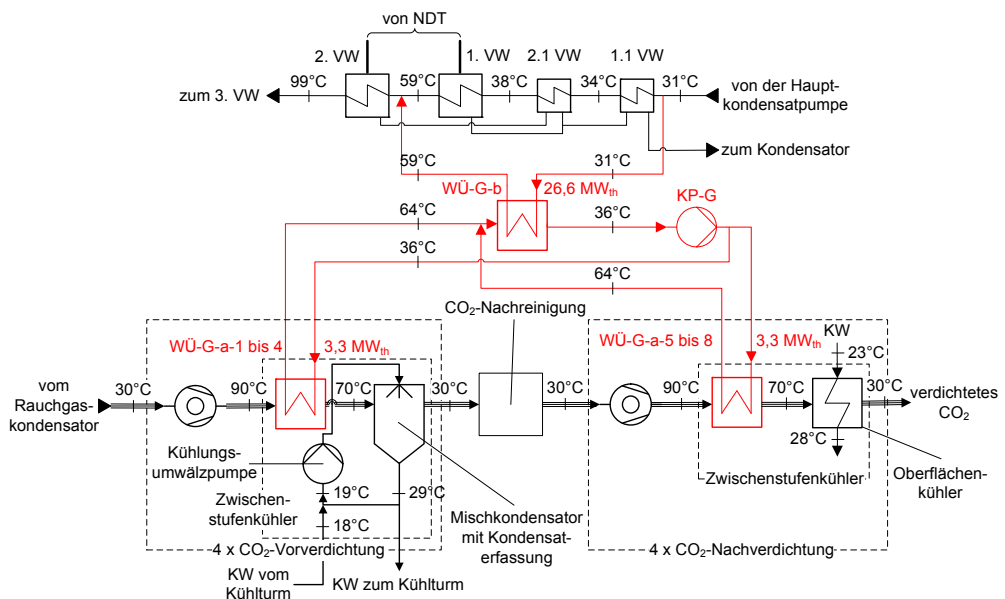


Abbildung 6.18: Option G der Kohlendioxidwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk

Grundsätzlich kann der CO<sub>2</sub>-reiche Strom durch die Wärmenutzung bis zur beliebig definierten Grädigkeit, ggf. unter Berücksichtigung des Zwischenwärmeträgerkreislaufes, abgekühlt werden. Tatsächlich wird aber seine Temperatur nach der Wärmenutzung durch die Auslegung des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes vorgegeben, hier: durch die maximal mögliche Vorwärmung im ersten Kondensatvorwärmer. Sie beträgt maxi-

mal  $26,6 \text{ MW}_{\text{th}}$  (vgl. Abbildung 6.10), so dass die mögliche Wärmeeinkoppelung im Bypass des ersten Kondensatvorwärmers in diesem Fall auf  $26,6 \text{ MW}_{\text{th}}$  beschränkt ist. Die Folge ist, dass, wenn alle Wärmeübertrager mit jeweils  $3,325 \text{ MW}_{\text{th}}$  ausgelegt werden, sich der  $\text{CO}_2$ -reiche Strom in der achtstufigen Wärmeauskoppelung auf nur  $70^\circ\text{C}$  abkühlt. Aus der Sicht der erforderlichen Wärmeübertragerfläche ist diese Ablaufstruktur zu bevorzugen, da die logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager der Wärmeauskoppelung im solchen Fall am höchsten ist.

Um den Leistungsbedarf der nächstfolgenden Verdichterstufe weiter zu reduzieren, wird der  $\text{CO}_2$ -reiche Strom mit dem Kühlwasser des Haupt- und Zwischenwasserkühlsystems auf  $30^\circ\text{C}$  wie beim Basiskraftwerk weiter gekühlt: in der Vorverdichtung – mit Kühlwasser im Mischkondensator mit der Kondensaterfassung, in der Nachverdichtung – mit Zwischenkühlwasser im Oberflächenkühler, vgl. auch Kapitel 5.1.6, Abbildung 5.4. Die einzelnen Zwischenstufenkühler des Verdichtungsprozesses sind deshalb zweiteilig, vgl. Abbildung 6.18, ähnlich wie in Kapitel 6.3.2.

Die acht Wärmeübertrager der Wärmeauskoppelung nach jeder Verdichterstufe werden entsprechend ihrer Position WÜ-G-a-1 bis 8 benannt. Neben diesen beinhaltet der Wärmeträgerkreislauf den Wärmeübertrager WÜ-G-b und die Kreislaufpumpe KP-G, vgl. Abbildung 6.18.

### 6.3.3.2 Moduluslegung

Durch die Wärmeaus- und -einkoppelung sind nur die Module des Verdichtungsprozesses und der Kondensatstrecke betroffen. Die weitere Beschreibung umfasst die Beschreibung des Wärmeübertragers der Kohlendioxidwärmenutzung sowie der Kreislaufpumpe.

Die *minimale Grädigkeit der Gas-Zwischenwärmeträgerkreislauf-Wärmeübertrager* WÜ-G-a-1 bis 8 und deren *gasseitige Druckverlust* werden in Anlehnung an die mit dem Kühlwasser betriebenen Zwischenstufenkühler bzw. Direktgaskühler festgelegt. Die Grädigkeit des *Zwischenwärmeträgerkreislauf-Kondensat-Wärmeübertragers* WÜ-G-b wird wie in Tabelle 6.18 mit 5 K definiert.

Bei der Pumpe des Wärmeträgerkreislaufes KP-G mit dem simulierten Förderstrom von  $229 \text{ kg/s}$  handelt es sich um eine im Kraftwerksmaßstab mittelgroße Flüssigkeitspumpe, so dass der *isentrope und mechanisch / elektrische Wirkungsgrad* in Anlehnung an eine vergleichbare Kondensatpumpe mit 75 bzw. 95 % aus Tabelle 4.13 definiert wird. Die Druckerhöhung wird entsprechend den sinngemäßen Ausführungen in Kapitel 6.3.2.2 mit 4 bar festgelegt. Der kleinste Wasserdruck im Wärmeträgerkreislauf, also Druck vor der Pumpe, wird auf der Grundlage der Wasser-Dampf-Tafel IAPWS-97 aus [120] ausgewählt und liegt bei 1 bar. Tabelle 6.28 fasst die Auslegungsparameter der Kohlendioxidwärmenutzung zusammen. Die Kühlwasserparameter des Haupt- und Zwischenwasserkühlsystems enthält Kapitel 5.1.4, Tabelle 5.8.



Tabelle 6.28: Auslegungsparameter der Kohlendioxidwärmenutzung

Option	Modul	Modulbeschreibung	Parameter				
			Grädigkeit		Druckverlust, Gasseite		
			K		% des Eintrittsdruckes		
G	WÜ-G-a-1 bis 8	Wärmeübertrager Gas (1 bis 200 bar) – Zwischenwärmeträgerkreislauf	25		1		
	WÜ-G-b	Wärmeübertrager Zwischenträgerkreislauf – Kondensat	5		---		
	Modul	Modulbeschreibung	Druck vor Pumpe	Druck-erhöhung	Wirkungsgrad		
				bar		isen.	mech./el.
						%	
	KP-G	Kreislaufpumpe	1	4	75	95	

Da sich die für die Wärmeübertragung relevanten stofflichen Eigenschaften des Kühlwassers des Zwischenkühlwassersystems im Bereich 23 bis 28°C und des Wassers als Wärmeträger im Zwischenwärmeträgerkreislauf im Bereich 36 bis 64°C nicht oder nur unwesentlich unterscheiden, sind die Wärmeübertrager WÜ-G-a-1 bis 8 mit dem mit dem Kühlwasser betriebenen Oberflächenzwischenkühler prinzipiell baugleich. Als Wärmeübertragerform wird ein Rohrbündelwärmeübertrager gewählt. Es wird unterstellt, dass die Mindestströmungsgeschwindigkeit des Kühlwassers durch die geeigneten Abmessungen des Wärmeübertragers und der Röhre sowie durch die geeignete Fluidführung in allen Fällen nicht unterschritten wird.

Aufgrund der achtstufigen CO<sub>2</sub>-Verdichtung ist der gasseitige Druck in jedem Zwischenstufenkühler unterschiedlich. Um den Auslegungsaufwand der Wärmeübertrager WÜ-G-a-1 bis 8 zu minimieren, werden diese mit einem jeweils für die Vor- und Nachverdichtung durchschnittlichen k-Wert ausgelegt.

Die Wärmeauskoppelung aus Vorverdichtung findet im Druckbereich von 2 bis 16 bar statt. Laut dem VDI-Wärmeatlas betragen k-Werte für Gas-Flüssig-Rohrbündelwärmeübertrager bei 1 bar zwischen 15 und 70 W/m<sup>2</sup>K und bei 200 bar zwischen 200 bis 400 W/m<sup>2</sup>K, wobei die höheren Werte für optimale Bedingungen (größere Strömungsgeschwindigkeiten, optimale Mengenverhältnisse) gelten [60, S. Cc 1]. Der k-Wert steigt mit dem Druck an. Aus diesem Grund und auf Basis der Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig [141] wird angenommen, dass der durchschnittliche k-Wert der Vorverdichtung 120 W/m<sup>2</sup>K und der der Nachverdichtung 290 W/m<sup>2</sup>K beträgt. Die Wärmeübertragerfläche wurde nach Kapitel 3.3, Gleichung 3.38 berechnet. Als Werkstoff wurde nach [141] Edelstahl ausgewählt.

Die Differenzierung der Wärmeübertrager nach der Vor- bzw. Nachverdichtung ist zudem erforderlich, da sowohl die Stromführung als auch die Rohrwandstärken abweichend sind [141]:

- Vorverdichtung: Gas im Mantelraum, Rohraußendurchmesser: 16, Wandstärke 1 mm
- Nachverdichtung: Gas im Rohrraum, Rohraußendurchmesser: 25, Wandstärke 2 mm.

### 6.3.3.3 Ergebnisse

Die Wärmenutzung des verdichteten Kohlendioxids steigert den Kraftwerksbruttowirkungsgrad gegenüber dem Basiskraftwerk um 0,16 und den Nettowirkungsgrad um 0,18 %-Punkte. Der Wirkungsgradvorteil ist zu 85 % auf die Erhöhung der Turbinenleistung dank der Einsparung der Anzapfdampfes zurückzuführen. Die weiteren Einsparungen sind

- der um 20 % geringere Leistungsbedarf des Zwischenkühlwassersystems wegen der geringeren abzuführenden Wärme dank der CO<sub>2</sub>-Wärmenutzung und
- der um 18 % geringere Leistungsbedarf der Kühlwasserumwälzpumpen der Direktgaskühler in der CO<sub>2</sub>-Verdichtung, da der entsprechende Kühlbedarf aufgrund der Kohlendioxidwärmenutzung sinkt, vgl. Tabelle 6.29.

Mit der gleichen Grädigkeit des Gas-Zwischenwärmeträgerkreislauf-Wärmeübertragers wie bei anderen Arten der Rauchgaswärmenutzung von 25 K auf der kalten Seite könnten insgesamt 36 MW<sub>th</sub> ausgekoppelt werden. Dies stellt der grundsätzlich nutzbare Wärmestrom dar. Die Einschränkung der Wärmeinkoppelung in den Wasser-Dampf-Kreislauf auf maximal 26,6 MW<sub>th</sub> hat zur Folge, dass die tatsächliche Wärmenutzung 74 % der grundsätzlich möglichen beträgt, vgl. Tabelle 6.29.

Tabelle 6.29: Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk mit und ohne Kohlendioxidwärmenutzung

Parameter		Einheit	Basis-kraftwerk	Kraftwerk mit Wärmenutzung
Bruttowirkungsgrad		%-Punkte	47,99	48,15
Nettowirkungsgrad		%-Punkte	36,59	36,78
Wärmestrom aus CO <sub>2</sub> -Verdichtung	gesamt	MW <sub>th</sub>	76,2	76,2
	grundsätzlich nutzbar		-----	36,0
	tatsächlich nutzbar		-----	26,6
Leistungsbedarf	Zwischenkühlwassersystem	kW <sub>el</sub>	1200	1000
	Zwischenwärmeträgerkreislauf		-----	130
	Umwälzpumpen der Direktgaskühler in der CO <sub>2</sub> -Verdichtung		998	822

Die Wärmeauskoppelung aus der CO<sub>2</sub>-Vorverdichtung mittels der Oberflächenwärmeübertrager und Direktgaskühler anstelle wie bisher nur Direktgaskühler erfordert eine zusätzliche Wärmeübertragerfläche von 3,7 Tsd. m<sup>2</sup>. In der Nachverdichtung wird zusätzlich 0,7 Tsd. m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche benötigt, da die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im

Wärmeübertrager mit dem Wärmeträgerkreislauf höher als im Wärmeübertrager mit dem Kühlwasser ist. Der Bauaufwand der Kohlendioxidwärmenutzung im Vergleich zum Basiskraftwerk ist in Tabelle 6.30 dargestellt.

Tabelle 6.30: Bauaufwand der Kohlendioxidwärmenutzung im Vergleich zum Basiskraftwerk

Teilprozess	Komponente		Einheit	Basis	Optimierung
CO <sub>2</sub> -Wärmenutzung	Wärmeübertrager, Fläche	Vorverdichtung	Tsd. m <sup>2</sup>	---	3,7
		Nachverdichtung	Tsd. m <sup>2</sup>	5,2	5,9
Nettowirkungsgradgewinn gegenüber Basiskraftwerk			%-Punkte	---	0,18

Zusammengefasst verbessert die CO<sub>2</sub>-Wärmenutzung den Wirkungsgrad um 0,18 %-Punkte mit einem Mehraufwand von 4,4 Tsd. m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche. Der Vorteil dieser Option ist weitestgehende Entkoppelung vom restlichen Kraftwerksprozess, mit der Folge, dass andere Komponenten des Rauchgasweges nicht betroffen sind.

## 6.4 Zusammenfassung der Optimierung der Ablaufstruktur

In Kapitel 5 wurden auf der Grundlage der thermodynamischen Analyse des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes die Optimierungsansätze erarbeitet. Die Optimierungen sind Veränderungen der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes mit dem Ziel

- den elektrischen und thermischen Eigenbedarf des Kraftwerkes zu senken
- den Bedarf an Hilfs- und Betriebsmitteln zu verringern
- die Bruttoleistung des Kraftwerkes zu erhöhen.

Die Optimierungen beinhalten die Verwendung der großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik und lassen sich in die Optimierungsgruppen und Optimierungen wie folgt unterteilen:

- Designoptimierung des Gastrennprozesses:
  - o Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung
  - o Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger
- Modifikation der Rauchgasrückführung:
  - o kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung
  - o warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung
  - o warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung
- Anlageninterne Abwärmenutzung:
  - o Rauchgaswärmenutzung
  - o Sauerstoffwärmenutzung
  - o Kohlendioxidwärmenutzung.

Um einzelne Aspekte einer Optimierung zu untersuchen, werden die Designoptimierung des Gastrennprozesses und die anlageninterne Abwärmeintegration in die Optimierungsoptionen weiter aufgeschlüsselt, so dass insgesamt 22 Optimierungsoptionen untersucht wurden. Alle Optimierungsoptionen basieren jeweils auf dem Oxy-Vac-Jul-Basiskraftwerk und werden alternierend durchgeführt.

Je nach Optimierungsoption liegt der energetische Vorteil gegenüber dem Basiskraftwerk zwischen 0,05 %-Punkten und 1,00 %-Punkt. Die Rauchgaswärmenutzung verbessert den Nettowirkungsgrad deutlich um 0,34 %-Punkte bis 1,00 %-Punkt. Die größere Anzahl der Zwischenstufenkühlungen des Sauerstoffvakuumsaugers, ggf. verbunden mit der Sauerstoffwärmenutzung weisen eine geringere Verbesserung von 0,27 bis 0,60 %-Punkte auf. Die Modifikation der Rauchgasrückführung des Kraftwerkes und die Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger sind mit einer Verbesserung von 0,05 bis 0,35 %-Punkte energetisch weniger relevant.

In jeder einzelnen Optimierungsoption wird die Größe der von der Veränderung betroffenen und zusätzlichen Kraftwerkskomponenten anhand der bisher realisierten Anlagen sowie eigener Auslegungsrechnungen abgeschätzt. Die Ergebnisse eigener Auslegungsrechnungen werden mit Angaben der Unternehmen aus dem Bereich der Anlagenplanung und des Anlagenbaus validiert. Tabelle 6.31 fasst den Wirkungsgradgewinn und Bauaufwand ausgewählter Komponenten gegenüber dem Basiskraftwerk aus Kapiteln 6.1 bis 6.3 zusammen. Auf Basis des ermittelten Wirkungsgradgewinns und Bauaufwands der Optimierungsoptionen werden die Anlagenkosten in Kapitel 7 abgeschätzt und die Kraftwerksoptimierungen in Kapitel 8 bewertet.



## 7 Abschätzung der Anlagenkosten

In diesem Kapitel werden die Kosten der Hauptkomponenten des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoptionen sowie die Anlagenkosten ermittelt. Die Grundlage der Kostenabschätzung bildet Kapitel 3.4.

### 7.1 Kostenermittlung der Komponenten

Die Kosten der quantitativ und qualitativ verschiedenen Kraftwerkskomponenten des Basiskraftwerkes und der Optimierungen werden mittels der in Kapitel 3.4.3 beschriebenen Methode der Kostenabschätzung ermittelt und sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Während die Zuordnung der Komponenten beim in Kapitel 5 analysierten Basiskraftwerk eindeutig ist, wird bei den Komponenten der Optimierungen das Kapitel und die Optimierungsoption angegeben, wo die jeweilige Komponente zum ersten Mal eingesetzt wird.

Tabelle 7.1: Kosten der Hauptkomponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes sowie der ausgewählten Optimierungen

Kraftwerk	Kraftwerkskomponente		Kosten <sup>28</sup>		Erläuterung	
			EUR/m <sup>2</sup>	Mio. EUR		
Basiskraftwerk	Zwischenstufenkühler im O <sub>2</sub> -Vakuumsauger		390	3,4	1	
	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer		351	3,1	2	
	Rauchgas-Oxidansvorwärmer, regenerativ		32	2,8	3	
	Elektrofilter (kalt) inkl. Ascheabzug		---	7,2	4	
	Entschwefelungsabsorber		---	5,0	5	
	Rauchgaskondensator		---	5,0	6	
	Zwischenstufenkühler im CO <sub>2</sub> -Nachverdichter		932	4,9	7	
Optimierungen	6.2.2	Elektrofilter (warm) inkl. Ascheabzug	---	16,3	8	
	6.1.2	O <sub>2</sub> -Kühler vor dem O <sub>2</sub> -Vakuumsauger	776	3,8	9	
	Option	B	Wärmeübertrager, P265GH, Hochdruck	351	1,9	10
		A	Wärmeübertrager, P235GH, Niederdruck	319	2,3	11
		D	Wärmeübertrager, PTFE, modifiziert	402	3,3	12
		D-o-KW	Wärmeübertrager, Alloy 59	1250	4,7	13
	6.3.3	Zwischenstufenkühler im CO <sub>2</sub> -Vorverdichter	474	1,8	14	

<sup>28</sup> Die rechnerisch ermittelten Komponentenkosten in Millionen (Mio.) EUR werden auf die erste Nachkommastelle gerundet. Die auf der Grundlage der Unternehmensmitteilungen ermittelten Komponentenkosten werden mit der letzten bekanntgegebenen gültigen Ziffer angegeben. Bei den Wärmeübertragern werden zusätzlich die rechnerisch ermittelten spezifischen Kosten angegeben.

Im Folgenden wird die Kostenabschätzung anhand der in Tabelle 7.1 angegebenen Nummer detailliert:

- 1) Der Kostenschätzung des Zwischenstufenkühlers im Sauerstoff-Vakuumsauger des Basiskraftwerkes liegt eine Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig vom 05.11.2013 für einen Rohrbündelwärmeübertrager in mehrsträngiger Ausführung [141] auf die Anfrage vom 29.10.2013 [142] mit den in Kapitel 6.1.1.2 angegebenen Auslegungsparametern. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von ca. 390 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche ermittelt. Mit der in Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.12 berechneten Wärmeübertragerfläche von 8,7 Tsd. m<sup>2</sup> kostet der Zwischenstufenkühler im Sauerstoff-Vakuumsauger des Basiskraftwerkes 3,4 Mio. EUR.
- 2) Beim Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer handelt es sich um ein durch das Speisewasser durchströmtes U-förmiges Glatt-Rohrbündel im Rauchgas, vgl. Kapitel 5.1.2, Abschnitt „Primäre und sekundäre Rauchgasrückführung“. Seine Kosten werden mittels Gleichung 3.50 ermittelt, nach Gleichung 3.48 aktualisiert und in Euro umgerechnet. Aufgrund der U-förmigen Röhre wird für das hintere Ende der konstruktive Korrekturfaktor des Normtyps U der TEMA-Norm<sup>29</sup> (Bauart Haarnadelrohrbündel) von 0,9 verwendet. Gemäß [14, S. 580-581] wird eine im Rauchgas übliche fluchtende Rohranordnung mit einem Faktor Rohrteilung / Rohrdurchmesser von 2 angenommen, vgl. auch Kapitel 2.1.6 und 6.3.1.2, Tabelle 6.19. Die Rohrdicke wird nach AD 2000-Merkblatt B 1 „Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck“ [145] mit 6,5 mm berechnet, vgl. Kapitel 5.1.2, Abschnitt „Primäre und sekundäre Rauchgasrückführung“ und Kapitel 10.6, Tabelle 10.29. Die Mehrkosten aufgrund der Rohrdicke im Vergleich zum Normalrohr der TEMA-Norm mit 14 BWG<sup>30</sup> werden auf der Grundlage des Angebotes der Fa. Salzgitter Mannesmann Precision B.V. [146] berücksichtigt. Das genannte Angebot in Höhe von 542 EUR/100 m gilt für nahtlose kaltgezogene Stahlrohre aus P265GH mit einem Außen- und Innendurchmesser von 32 bzw. 19 mm in erforderlicher Abnahmemenge [146]. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers von 351 EUR/m<sup>2</sup> berechnet. Mit der in Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.17 berechneten Wärmeübertragerfläche von 8,8 Tsd. m<sup>2</sup> kostet der Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer des Basiskraftwerkes 3,1 Mio. EUR.
- 3) Der Kostenschätzung des regenerativen Rauchgas-Oxidansvorwärmers des Basiskraftwerkes liegt eine Mitteilung der Fa. Alstom Boiler Deutschland GmbH vom 09.07.2014 für einen regenerativen Rauchgas-Luftvorwärmer [135] auf die Anfrage vom 29.10.2013 [134] mit den in Kapiteln 4.2.2 und 4.3 angegebenen Auslegungsparametern des Referenz-Kraftwerkes. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von ca. 32 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche ermittelt. Mit der in Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.7 berechneten Wärmeübertragerfläche von 86,5 Tsd. m<sup>2</sup> kostet der regenerative Rauchgas-Oxidansvorwärmer des Basiskraftwerkes 2,8 Mio. EUR.

---

<sup>29</sup> TEMA-Norm: Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers` Association

<sup>30</sup> Birmingham Wire Gauge

- 4) Die Kosten des Elektrofilters werden mittels Gleichung 3.49 ermittelt, nach Gleichung 3.48 aktualisiert und in Euro umgerechnet. Der kalte Elektrofilter des Basiskraftwerkes wird aus C-Stahl gefertigt, mit der Folge, dass der Materialkostenfaktor mit 1,0 angesetzt wird [34, S. 889]. Der gasvolumenstromabhängige Koeffizient und Exponent der Gleichung 3.49 betragen im Bereich 100 bis 1000 m<sup>3</sup>/s 14262 und 0,95 entsprechend [34, S. 889]. Mit dem zu entstaubten Rauchgasvolumenstrom von 492 m<sup>3</sup>/s (vgl. Tabelle 5.20) kostet der Elektrofilter 6,5 Mio. EUR. Für die Ascheabzugsanlage werden nach der EnBW AG [26] zusätzliche Kosten in Höhe von 10 % der Elektrofilterkosten angesetzt. Der kalte Elektrofilter des Basiskraftwerkes inkl. Ascheabzugsanlage kostet dann 7,2 Mio. EUR.
- 5) Der Kostenschätzung des Rauchgasentschwefelungsabsorbers des Basiskraftwerkes liegt eine Mitteilung der Fa. Babcock Noell GmbH vom 10.10.2013 [136] auf die Anfrage vom 09.10.2013 [147] mit den in Kapitel 5.1.5 angegebenen Auslegungsparametern zugrunde. Der aus Stahl gefertigte und mit der Nickel-Basis-Legierung ausgekleidete Rauchgasentschwefelungsabsorber des Basiskraftwerkes kostet 5,0 Mio. EUR und beinhaltet Einbauten (Sprühebene, Trays, Tropfenabscheider) ohne Peripherie [136].
- 6) Nach dem derzeitigen Kenntnisstand ähnelt sich der Aufbau des Rauchgaskondensators dem Absorber der Rauchgasentschwefelung mit zwei Waschkreisen, vgl. Kapitel 2.2.5, Abschnitte „Entschwefelung“ und „Rauchgaskondensation“. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass die Kosten des Rauchgaskondensators trotz des um 3 % kleineren Durchmessers mit denen des Rauchgasentschwefelungsabsorbers vergleichbar sind, so dass die Kosten des Rauchgaskondensators mit Einbauten aber ohne Peripherie mit 5,0 Mio. EUR wie beim Rauchgasentschwefelungsabsorber angenommen werden.
- 7) Der Kostenschätzung des Gaskühlers in der CO<sub>2</sub>-Nachverdichtung des Basiskraftwerkes liegt eine Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig vom 05.11.2013 für einen Rohrbündelwärmeübertrager [141] auf die Anfrage vom 29.10.2013 [142] mit den Auslegungsparametern für den entsprechenden Anwendungsfall zugrunde. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von 932 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche berechnet. Mit der in Kapitel 6.3.3.3 berechneten Wärmeübertragerfläche von 5,2 Tsd. m<sup>2</sup> kosten alle vier Gaskühler der CO<sub>2</sub>-Nachverdichtung des Basiskraftwerkes 4,9 Mio. EUR.
- 8) Die Kosten des warmen Elektrofilters in der Optimierung „Warme entstaubte Rauchgasrückführung“ (Kapitel 6.2.2) werden wie unter Punkt (4) mittels Gleichung 3.49 ermittelt, nach Gleichung 3.48 aktualisiert und in Euro umgerechnet. Der warme Elektrofilter wird aus warmfestem Stahl gefertigt und mit einer Wärmedämmung zwecks der Minimierung der Wärmeverluste ausgekleidet, vgl. Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entstaubung“. Um diesen Mehrkostenaufwand zu berücksichtigen, wird der Materialkostenfaktor von 1,0 auf der Grundlage eigener Schätzung auf 1,1 erhöht. Zusätzlich wird das Verhältnis der spezifischen Niederschlagselektrodenflächen des warmen und des kalten Elektrofilters von 1,5 berücksichtigt, vgl. Kapitel 6.2.2.2, Abschnitt „Warme Entstaubung“. Für die Ascheabzugsanlage werden nach der EnBW AG [26] zusätzliche Kosten in Höhe von 10 % der Elektrofilterkosten angesetzt. Der warme



Elektrofilter inkl. Aschabzugsanlage der Optimierung „Warme entstaubte Rauchgasrückführung“ kostet dann 16,3 Mio. EUR.

- 9) Der Kostenschätzung des Sauerstoffkühlers vor dem Sauerstoff-Vakuumsauger in der Optimierung „Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger“ liegt eine Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig vom 05.11.2013 für einen Rohrbündelwärmeübertrager [141] auf die Anfrage vom 29.10.2013 [142] mit den Auslegungsparametern für den entsprechenden Anwendungsfall (Option F-5) zugrunde. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von ca. 776 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche ermittelt. Mit der in Kapitel 10.5.1, Tabelle 10.16 berechneten Wärmeübertragerfläche von 4,9 Tsd. m<sup>2</sup> betragen die Gesamtkosten des Sauerstoffkühlers vor dem Sauerstoff-Vakuumsauger 3,8 Mio. EUR.
- 10) Beim Hochdruck-Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung handelt es sich um ein durch das Speisewasser durchströmtes U-förmiges Glatt-Rohrbündel im nicht entstaubten Rauchgas. Sein Aufbau, Werkstoff und seine Wandstärke entsprechen denen des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers, vgl. Kapitel 5.1.2, Abschnitt „Primäre und sekundäre Rauchgasrückführung“. Daher werden die spezifischen Kosten von ca. 351 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche aus Punkt (2) übernommen. Mit der in Kapitel 10.7, Tabelle 10.34 berechneten Wärmeübertragerfläche von 5,6 Tsd. m<sup>2</sup> für die Optimierungsoption B kostet der Hochdruck-Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung 1,9 Mio. EUR.
- 11) Beim Niederdruck-Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung handelt es sich um ein durch Speisewasser durchströmtes U-förmiges Glatt-Rohrbündel im nicht entstaubten Rauchgas. Seine Kosten werden mittels Gleichung 3.50 ermittelt, nach Gleichung 3.48 aktualisiert und in Euro umgerechnet. Aufgrund der U-förmigen Röhre wird für das hintere Ende konstruktiver Korrekturfaktor des Normtyps U der TEMA-Norm (Bauart Haarnadelrohrbündel) von 0,9 festgelegt. Gemäß [14, S. 580-581] wird eine im Rauchgas übliche fluchtende Rohranordnung mit einem Faktor Rohrteilung / Rohrdurchmesser von 2 angenommen, vgl. auch Kapitel 2.1.6 und 6.3.1.2, Tabelle 6.19. Die Rohrdicke wird nach AD 2000-Merkblatt B 1 „Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck“ [145] mit 1,2 mm berechnet, vgl. Kapitel 5.1.2, Abschnitt „Primäre und sekundäre Rauchgasrückführung“ und Kapitel 10.6, Tabelle 10.29. Die Werkstoffkosten werden auf der Grundlage des Angebotes der Fa. Salzgitter Mannesmann Precision B.V. [148] berücksichtigt. Das genannte Angebot in Höhe von 217 EUR/100 m gilt für nahtlose kaltgezogene Stahlrohre aus P235GH mit einem Außen- und Innendurchmesser von 32 bzw. 29 mm in erforderlicher Abnahmemenge [148]. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten des Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmers von 319 EUR/m<sup>2</sup> berechnet. Mit der in Kapitel 10.7, Tabelle 10.32 berechneten Wärmeübertragerfläche von 7,2 Tsd. m<sup>2</sup> für die Optimierungsoption A kostet der Niederdruck-Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung 2,3 Mio. EUR.
- 12) Der Kostenschätzung des Kunststoffwärmeübertragers der Rauchgaswärmenutzung liegt eine Mitteilung der Fa. Wallstein Ingenieur GmbH vom 25.10.2013 für einen Kunststoffwärmeübertrager nach AlWaFlon®-Konzept [149] auf die Anfrage vom 11.10.2013 [150] mit den Auslegungsparametern für den entsprechenden Anwen-

dungsfall zugrunde, vgl. Kapitel 6.3.1.2. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von ca. 402 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche ermittelt. Mit der in Kapitel 10.7, Tabelle 10.33 berechneten Wärmeübertragerfläche von 8,1 Tsd. m<sup>2</sup> für die Optimierungsoption D betragen die Gesamtkosten des Kunststoffwärmeübertragers der Rauchgaswärmenutzung 3,3 Mio. EUR.

13) Der Kostenschätzung des Wärmeübertragers der Rauchgaswärmenutzung aus Nickel-Chrom-Molibdän-Legierung liegt eine Mitteilung der Fa. Babcock Borsig Steinmüller GmbH vom 31.10.2013 für einen Wärmeübertrager aus Alloy 59 aus Powerise® Wärmenutzungssystemen [144] auf die Anfrage vom 11.10.2013 [151] mit den Auslegungsparametern für den entsprechenden Anwendungsfall zugrunde, vgl. Kapitel 6.3.1.2. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von ca. 1250 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche ermittelt. Mit der in Kapitel 10.7, Tabelle 10.34 berechneten Wärmeübertragerfläche von 3,8 Tsd. m<sup>2</sup> für die Optimierungsoption D-o-KW betragen die Gesamtkosten dieses Wärmeübertragers 4,7 Mio. EUR.

14) Der Kostenschätzung des Gaskühlers in der CO<sub>2</sub>-Vorverdichtung der Kohlendioxidwärmenutzung liegt eine Mitteilung der Fa. AEL Apparatebau GmbH Leisnig vom 05.11.2013 für einen Rohrbündelwärmeübertrager [141] auf die Anfrage vom 29.10.2013 [142] mit den Auslegungsparametern für den entsprechenden Anwendungsfall zugrunde. Auf dieser Basis werden die spezifischen Kosten von 474 EUR/m<sup>2</sup> Wärmeübertragerfläche berechnet. Mit der in Kapitel 6.3.3.3 berechneten Wärmeübertragerfläche von 3,7 Tsd. m<sup>2</sup> kosten alle vier Gaskühler der CO<sub>2</sub>-Vorverdichtung der Optimierungsoption G 1,8 Mio. EUR.

Die Kosten der übrigen Hauptkomponenten aller Optimierungen werden nach Gleichung 3.43 berechnet. Die Änderung der Komponentenmerkmale wird den entsprechenden Kapiteln oder der Zusammenfassung der Tabelle 6.31 entnommen.

## 7.2 Berechnung der Anlagenkosten und Differenzanlagenkosten

Die Anlagenkosten des Basiskraftwerkes bzw. der jeweiligen Optimierung werden nach Gleichung 3.44 ermittelt. Der Faktor für die Nebenpositionen wird auf der Grundlage der Mitteilung der Fa. Enpros systems GmbH vom 15.12.2013 [152] über die Prozessauslegung und Kostenzusammenstellung für ein 500 MW steinkohlebefeuertes Kraftwerk mit 2,04 berechnet. Dieser Faktor ist deutlich kleiner als der entsprechende Faktor der verfahrenstechnischen Anlagen aus der Literatur von 3 bis 4, vgl. [34, S. 1143-1154]. Dies liegt unter anderem daran, dass die Kraftwerkskomponenten in der Regel um durchschnittlich eine Größenordnung größer und entsprechend teurer sind als die Komponenten der Chemie und Verfahrenstechnik, mit der Folge, dass die Kosten für die Nebenpositionen prozentual niedriger sind. Die Anlagenkosten aller relevanten Komponenten des Basiskraftwerkes und der jeweiligen Optimierung sind in Tabelle 7.2, Spalte „Anlage“ angegeben. Die Differenz zwischen den Kosten des Kraftwerkes mit der einzelnen Optimierung und des Basiskraftwerkes wird nach Gleichung 3.45 berechnet und in Tabelle 7.2, Spalte „Differenz“ dargestellt.

Die Anlagenkostendifferenzen zwischen den Optimierungsoptionen und dem Basiskraftwerk sind bis auf die Optimierungsoption „Kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung“ aus der Kategorie „Modifikation der Rauchgasrückführung“ positiv und bedeuten, dass die zuerst

genannten Optimierungsoptionen teurer als das Basiskraftwerk sind, vgl. Tabelle 7.2, Spalte „Differenz“. Die Spannweite der positiven Anlagenkostendifferenz (gleichbedeutend mit dem Kostenmehraufwand) reicht von 1,1 Mio. Euro (Optimierung Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger, Option SK-65) bis zu 23,7 Mio. Euro (Optimierung Rauchgaswärmenutzung, Option D-o-KW).

Tabelle 7.2: Anlagenkosten und Anlagenkostendifferenz des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoptionen

Kraftwerk			Kosten [Mio. Euro]	
Basiskraftwerk (Summe über alle Komponenten aus Tabelle 7.1)			63,8	
Optimierungskategorie	Optimierung	Option	Anlage	Differenz
Designoptimierung des Gas-trennprozesses	Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung	ZSK-2	69,0	5,2
		ZSK-3	72,2	8,4
		ZSK-4	74,9	11,1
		ZSK-5	77,2	13,4
	Sauerstoffkühlung vor Vakuumsauger	SK-65	64,9	1,1
		SK-55	66,2	2,4
		SK-45	67,9	4,1
		SK-35	70,9	7,1
Modifikation der Rauchgasrück-führung	kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung		54,8	-9,0
	warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung		77,7	14,0
	warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung		68,6	4,8
Anlageninterne Abwärmenutzung	Rauchgaswärmenutzung	A	67,7	3,9
		B	69,8	6,0
		C	71,3	7,5
		D	77,3	13,5
		D-o-KW	87,4	23,7
	Sauerstoffwärmenutzung	F	69,0	5,2
		F-2	77,5	13,7
		F-3	77,5	13,7
		F-4	82,1	18,3
		F-5	85,9	22,1
	Kohlendioxidwärmenutzung	G	65,2	1,4

Im nächsten Kapitel werden die Kraftwerksoptimierungen bewertet.

## 8 Bewertung der Kraftwerksoptimierungen

Da die einzelnen Optimierungen zu unterschiedlichen Wirkungsgradveränderungen führen, werden die in Kapitel 7 berechneten Anlagenkostendifferenzen der Optimierungen gegenüber dem Basiskraftwerk im Zusammenhang mit den Wirkungsgradveränderungen analysiert.

In Abbildung 8.1 sind alle Optimierungsoptionen nach deren Wirkungsgradgewinn und Anlagenkostendifferenz gegenüber dem Basiskraftwerk dargestellt. Die Bezeichnungen der Optimierungsoptionen entsprechen denen in der Tabelle 7.2 und sind farblich nach den in der Legende benannten Optimierungen zusammengefasst.

Mit Ausnahme der kalten Primär- und Sekundärrauchgasrückführung verursachen alle Optimierungsoptionen einen Kostenmehraufwand gegenüber dem Basiskraftwerk und liegen in Abbildung 8.1 deshalb rechts von der Y-Achse, die die X-Achse bei 0 schneidet. Die Optimierungsoptionen sind in Abbildung 8.1 breit gestreut. Tendenziell führt ein höherer Kostenmehraufwand gegenüber dem Basiskraftwerk zu einem höheren Wirkungsgradgewinn.

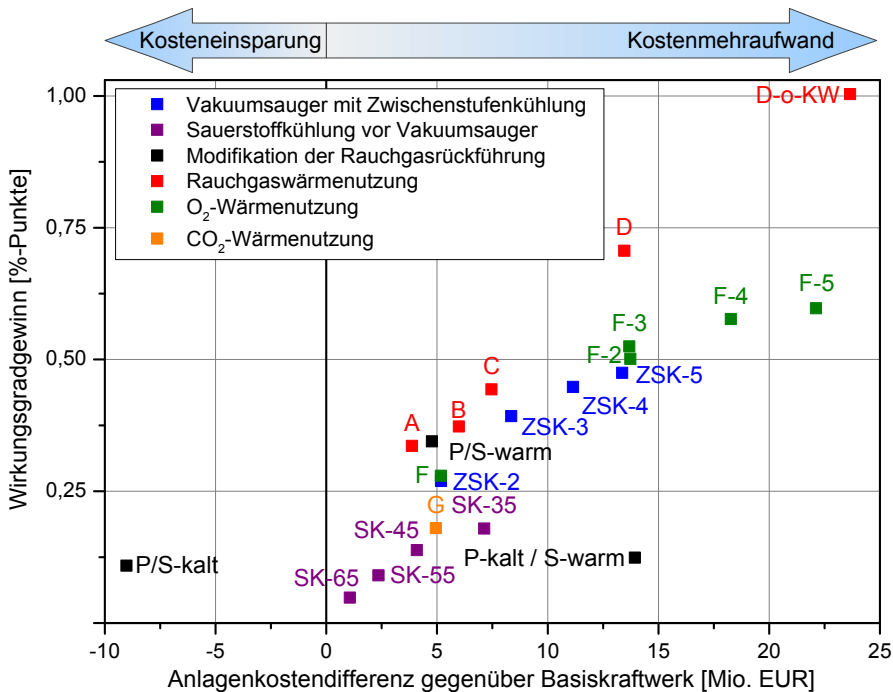


Abbildung 8.1: Wirkungsgradgewinn in Abhängigkeit von der Kostendifferenz der Optimierungsoptionen gegenüber dem Basiskraftwerk

Je höher und je weiter links die Optimierungsoption sich befindet, desto eher ist sie bei der Umsetzung zu bevorzugen, da diese mit einem relativ gesehen geringen Investitionsaufwand zu realisieren ist und gleichzeitig einen höheren Wirkungsgradgewinn hat. Zum Beispiel ist die Option der Rauchgaswärmenutzung A der Option der Sauerstoffkühlung SK-35 vorzuzie-

hen. Die rechts unten befindlichen Optimierungsoptionen haben einen geringeren Wirkungsgradvorteil beim höheren Mehrkosten und sind deshalb zu vermeiden, beispielsweise die Option mit der primären kalten Rauchgasrückführung und warmen Sekundärrauchgasrückführung, Abkürzung: P-kalt / S-warm.

Auf der Grundlage der Abbildung 8.1 können die Investitionsentscheidungen im Rahmen des zur Verfügung stehenden Budgets getroffen werden. Beispielsweise bei der Zusatzinvestition gegenüber dem Basiskraftwerk in Höhe von 10 Mio. Euro für jede Optimierung kämen alle Optionen in Betracht, die in Abbildung 8.1 links von der Senkrechten bei 10 Mio. EUR liegen. Die Auswahl der Optimierungsoptionen wird durch folgende Rahmenbedingungen eingeschränkt:

- aus einer farblich gekennzeichneten Optimierungsgruppe kann jeweils nur eine Option ausgewählt werden. Beispielsweise bei der Rauchgaswärmenutzung kommt nur eine der Optionen A, B, C, D oder D-o-KW zum Einsatz. Das heißt, dass aus 22 der in Abbildung 8.1 dargestellten Optimierungsoptionen maximal sechs gleichzeitig ausgewählt werden können.
- einige der Optimierungsoptionen sind mit den anderen prozessbedingt gekoppelt oder schließen sich aufgrund der Ablaufstruktur aus. Beispielsweise beim Sauerstoffverdichter mit zwei Zwischenstufenkühlungen (Option ZSK-2) kann eine dreistufige Sauerstoffwärmenutzung (Option F-3) nicht realisiert werden.

Im Weiteren werden die Kraftwerksoptimierungen sowohl untereinander (relativ) als auch gegenüber den Marktbedingungen (absolut) quantifiziert und bewertet.

### 8.1 Relative Bewertung

Für die relative Bewertung unterschiedlicher Optimierungsoptionen werden gemäß Kapitel 3.5.1, Gleichung 3.55 Bewertungsfaktoren in  $\text{EUR/kW}_{\text{Brutto}}$  je %-Punkt gebildet. Abbildung 8.2 stellt die Bewertungsfaktoren für alle Optimierungsoptionen des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die Optimierungsoptionen mit dem Bewertungsfaktor zwischen 15 und 70  $\text{EUR/kW}_{\text{Brutto}}$  je %-Punkt aus dem Hauptbild ausgeschnitten und im unteren Teil der Abbildung 8.2 gesondert dargestellt.

Der Bewertungsfaktor einer Optimierungsoption ist eine investitions-, wirkungsgrad- und leistungsbezogene Größe. Der niedrige Bewertungsfaktor einer Optimierungsoption bedeutet, dass diese Option geringe spezifische Kosten pro %-Punkt Nettowirkungsgraderhöhung hat. Die Reihenfolge der nach Bewertungsfaktoren geordneten Optimierungsoptionen entscheidet, welche Optimierungsoptionen bevorzugt umgesetzt werden, vorausgesetzt, der Bewertungsfaktor der Optimierungsoption bildet die Grundlage für die Beurteilung ihrer Umsetzbarkeit. Beispielsweise ist die Option der Rauchgaswärmenutzung D mit einem Kostenmehraufwand gegenüber dem Basiskraftwerk von 13,5 Mio. EUR teurer als die Option der mehrfachen Zwischenstufenkühlung ZSK-4 mit einem Kostenmehraufwand von 11,3 Mio. EUR, vgl. Kapitel 7.2, Tabelle 7.2. Bezogen auf die erreichte Nettowirkungsgradsteigerung hat die Option D größere Chancen, umgesetzt zu werden, da ihr Bewertungsfaktor mit 32,3  $\text{EUR/kW}_{\text{Brutto}}$  je %-Punkt geringer als der der Option ZSK-4 mit 42,9  $\text{EUR/kW}_{\text{Brutto}}$  je %-Punkt ist.

Der Bewertungsfaktor der Option „Kalte entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung“ ist negativ (vgl. Abbildung 8.2, Abkürzung P/S-kalt), da diese Optimierungsoption mit Einsparungen gegenüber dem Basiskraftwerk realisiert werden kann, vgl. Kapitel 7.2, Tabelle 7.2. Werden nur die Optimierungsoptionen mit den positiven Bewertungsfaktoren (gleichbedeutend mit dem Kostenmehraufwand gegenüber dem Basiskraftwerk) betrachtet, hat die Rauchgaswärmenutzung in der Option A den niedrigsten Bewertungsfaktor von 19,7 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt. Aus den Optimierungsoptionen, die einen Kostenmehraufwand verursachen, hat sie die größten Chancen umgesetzt zu werden. Die Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger auf 35°C (Option SK-35) ist zwar aus thermodynamischen Gründen sinnvoll (vgl. Kapitel 6.1.2), hat aber mit der gewählten Wärmeübertragerart kaum eine Umsetzungschance, da diese unter den gegebenen Randbedingungen mit dem Bewertungsfaktor von 68,5 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt zu teuer ist.

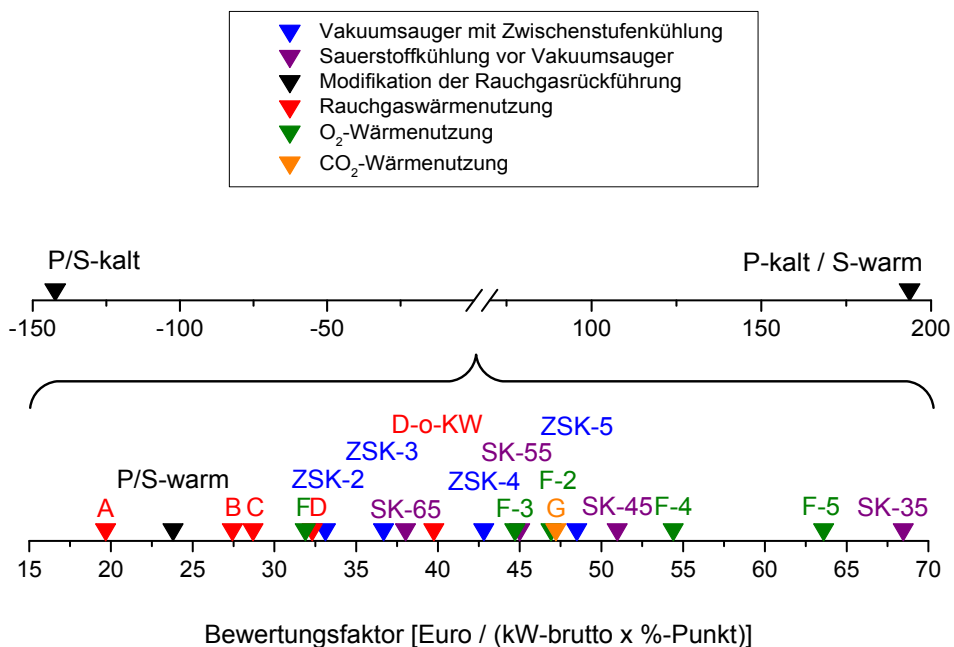


Abbildung 8.2: Bewertungsfaktoren der Optimierungsoptionen

Neben dem Bewertungsfaktor sind andere Entscheidungskriterien denkbar, beispielsweise die Störungsanfälligkeit der Anlage. Dies wird am folgenden Beispiel erläutert: die Sauerstoffwärmenutzung aus der einfachen Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers (Option F) hat mit 31,9 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt einen geringeren Bewertungsfaktor als die Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger auf 65°C (Option SK-65) von 38,0 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt (vgl. Abbildung 8.2) und hätte somit größere Chancen, umgesetzt zu werden. Allerdings ist die Option F eine Option der Wärmenutzung und erfordert außer einem Wärmeübertrager für die Wärmeauskoppelung noch eine Kreislaufpumpe und einen Wärmeträgerkreislauf. Das sind zusätzliche und bauartverschiedene Komponenten im Vergleich zur

Option SK-65, die nur einen zusätzlichen Wärmeübertrager sowie den Zu- und Ablauf des Kühlwassers vor dem Vakuumsauger benötigt. Mit der Steigerung der Komplexität der Anlage in der Option F gegenüber der Option SK-35 vergrößert sich im Allgemeinen ihre Störanfälligkeit, was ebenfalls in die Entscheidung über die Umsetzbarkeit der Optionen einbezogen werden soll.

Die Optimierungsoptionen basieren jeweils auf dem Basiskraftwerk. Deshalb können beim kumulativen Einsatz der Optimierungsoptionen die prozess- sowie komponentenbezogenen Wechselwirkungen auftreten, die die Bewertungsfaktoren der Optimierungsoptionen in beide Richtungen ändern können. Dies wird im Folgenden an drei Beispielen erläutert:

- 1) Die Wärmeentnahme bei der Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger auf 35°C (Option SK-35) führt prozessbedingt zur geringeren Sauerstoffaustrittstemperatur (vgl. Kapitel 6.1.2.3), so dass bei der Sauerstoffwärmenutzung aus der einfachen Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers (Option F) die Mehrinvestition für den Wärmeübertrager und damit auch der Bewertungsfaktor der Option F steigen.
- 2) Die warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung macht den Rauchgas-Oxidansvorwärmer im gewählten Betriebspunkt überflüssig, vgl. Kapitel 6.2.3.1. Die Vergrößerung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers bei der Rauchgaswärmenutzung im Bypass des Rauchgas-Oxidansvorwärmers in den Optionen B, C, D und D-o-KW ist daher ohne Bedeutung. Da die Vergrößerung des Rauchgas-Oxidansvorwärmers zwischen 8 und 36 % der Mehrinvestition der Rauchgaswärmenutzung ausmacht (Optionen D-o-KW und B entsprechend), verringert sich der Bewertungsfaktor der Optionen B, C, D und D-o-KW beim Wegfall des Rauchgas-Oxidansvorwärmers um 4 bis 5 Punkte. Dies hat zur Folge, dass sich die Optionen der Rauchgaswärmenutzung B, C, D und D-o-KW in Abbildung 8.2 weiter nach links auf der Skala der Bewertungsfaktoren, also in Richtung der bevorzugteren Umsetzung, verschieben.
- 3) Wird im zuvor genannten Beispiel Nr. 2 zusätzlich die Anzahl der Zwischenstufenkühlungen des Vakuumsaugers erhöht (Optionen ZSK-2 bis ZSK-5), sinkt die Sauerstoffaustrittstemperatur aus dem Verdichter mit der Folge, dass wieder ein, in diesem Fall jedoch kleinerer Rauchgas-Oxidansvorwärmer erforderlich wird. Die Rauchgaswärmenutzung in seinem Bypass vergrößert ihn wieder, so dass die damit verbundene Mehrinvestition bei der Rauchgaswärmenutzung ansteigt und die oben genannten Optionen der Rauchgaswärmenutzung geringfügig unattraktiver werden.

Während in diesem Kapitel bisher ausschließlich relativ, also zwischen den einzelnen Optimierungsoptionen bewertet wurde, werden die Optimierungsoptionen im nächsten Kapitel unter Marktbedingungen beurteilt.

## 8.2 Absolute Bewertung

Der Kraftwerksbetreiber entscheidet über die tatsächliche Umsetzung einer Optimierungsoption danach, ob die Einnahmen aus der Optimierung die Ausgaben übersteigen. Da die zukünftigen Marktbedingungen und damit die Einnahmen nicht vorhersehbar sind, werden die Stromgestehungskosten der Optimierung berechnet und mit den derzeitigen bzw. prognostizierten Stromgestehungskosten verglichen, siehe Kapitel 3.5.2.

Die Stromgestehungskosten werden auf Basis der Kapitalwertmethode mittels Gleichung 3.57 ermittelt. Die Investitionssumme einer Optimierung besteht aus den in Kapitel 7 berechneten Differenzanlagenkosten inklusive der darauf entfallenen Eigenleistung des Bauherren und Bauzinsen, vgl. Kapitel 3.5.2. Die produzierte Strommenge ergibt sich aus dem Zuwachs der Nettoleistung infolge der Optimierung multipliziert mit der Anzahl der Volllaststunden in der Zeitperiode. Dabei wird unterstellt, dass die Entscheidung über die Umsetzung der Optimierung vor der Errichtung des Kraftwerkes getroffen wird. Das heißt, es handelt sich um einen Kraftwerksneubau mit der gewählten Optimierung. Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass die infolge der Optimierung gestiegene absetzbare Strommenge tatsächlich verkauft wird.

Bei der Ermittlung der Stromgestehungskosten werden im Wesentlichen die Randbedingungen der Studie „Referenzkraftwerk NRW“ angenommen. Das Kraftwerk wird 5500 Volllaststunden im Jahr mit einer Kraftwerkslebensdauer von 35 Jahren betrieben. Die Instandhaltungskosten betragen 2,0 % der Differenzanlagenkosten pro Jahr mit einer Eskalation von 1,0 % jährlich. Die Bauherreneigenleistung wird mit 5 % der Differenzanlagenkosten angenommen und verteilt sich genauso wie die Differenzanlagenkosten über die Kraftwerksbauzeit von 3 Jahren mit 25, 40 und 35 % des Gesamtbetrages pro Jahr. Aufgrund der unveränderten Brennstoffmenge sind die Brennstoff- und CO<sub>2</sub>-Kosten sowie die Kosten für die Hilfs- und Betriebsstoffe nicht betroffen und bleiben konstant. Die Annahmen sind in Tabelle 8.1 zusammengefasst.

Tabelle 8.1: Randbedingungen der Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der Optimierungen

Parameter	Einheit	Wert	Quelle
Differenzanlagenkosten	je nach Optimierung variabel, vgl. Kapitel 7.2		
Bauherreneigenleistung	% der Differenzanlagenkosten	5	[19, S. 103]
Kostenverteilung über die Bauzeit	% der Differenzanlagenkosten und der Bauherreneigenleistung	25 / 40 / 35	
Bauzeit	Jahr	3	
Anzahl der Volllaststunden im Jahr	Stunden / Jahr	5500	
Kalkulationszins	%	10	
Kraftwerkslebensdauer	a	35	
Instandhaltungs- und Versicherungskosten	% der Differenzanlagenkosten / Jahr	2,0	
Eskalation der Instandsetzungskosten	%	1,0	



Die nach Gleichung 3.57 berechneten Stromgestehungskosten einzelner Optimierungsoptionen sind in Abbildung 8.3 dargestellt. Der Fokus dabei liegt auf den Optimierungsoptionen mit dem Bewertungsfaktor von 15 bis 70 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt, also aus dem unteren Teil der Abbildung 8.2. Der investitions-, wirkungsgrad- und leistungsbezogene Bewertungsfaktor korreliert mit den Stromgestehungskosten. Die oben beschriebenen prozess- sowie komponentenbezogenen Wechselwirkungen können beim kumulativen Einsatz der Optimierungsoptionen deshalb zur Positionsänderung der Optimierungsoptionen auf der Achse der Stromgestehungskosten in Abbildung 8.3 führen.

Aus der Sicht des Anlagenbetreibers ist eine Optimierungsoption dann umsetzbar, wenn die Stromgestehungskosten einer Optimierung

- 1) unter denen des Basiskraftwerkes und
- 2) unter denen des Marktumfeldes liegen.

Befinden sich die Stromgestehungskosten einer Optimierung über denen des Basiskraftwerkes aber unter denen des Marktumfeldes, steigt zwar der Gewinn des Betreibers, aber die Gesamtwirtschaftlichkeit des Kraftwerkes sinkt.

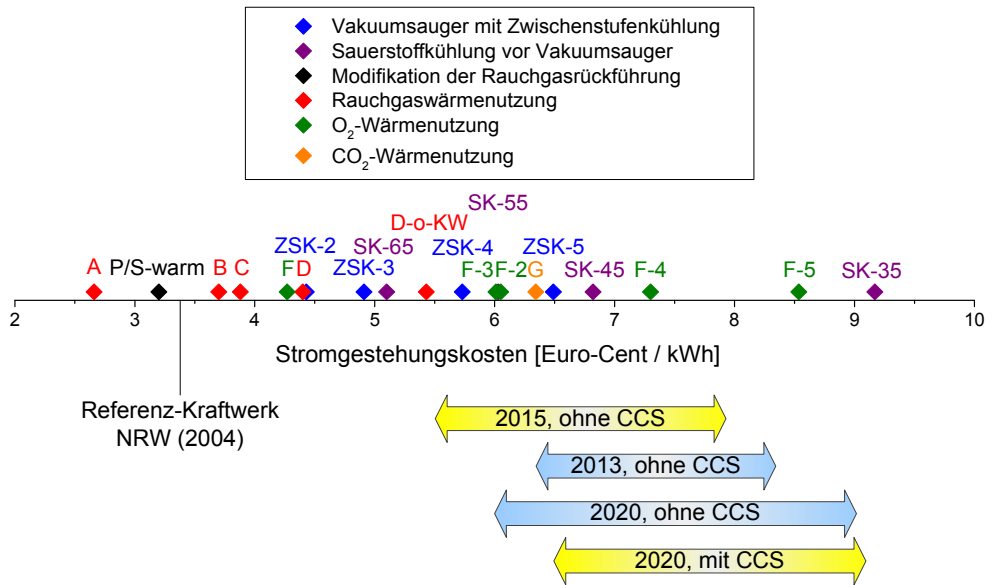


Abbildung 8.3: Stromgestehungskosten der Optimierungsoptionen auf der Grundlage des Basiskraftwerkes

Aus Abbildung 8.3 folgt, dass die Investition in die Optimierungsoption A schon bei den Marktpreisen von über 2,7 Cent/kWh<sub>el</sub> sinnvoll ist. Bei den höheren durch die Marktbedingungen zulässigen Stromgestehungskosten werden weitere technische Lösungen sinnvoll.

Da die Stromgestehungskosten von einer Vielzahl der Parameter abhängen, insbesondere von der Anzahl der Vollaststunden im Jahr, vom elektrischen Nettowirkungsgrad, Kalkulationszins und vom Brennstoff- und CO<sub>2</sub>-Preis, variieren die Stromgestehungskosten aus Lite-

ratur im breiten Bereich. In Abbildung 8.3 sind beispielhaft die Stromgestehungskosten der steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerke aus drei Studien mit unterschiedlichen Jahren der Fertigstellung dargestellt:

- VGB Power Tech: Konzeptstudie Referenzkraftwerk NRW, erstellt im Februar 2004
- IER Stuttgart: Erzeugungskosten zur Bereitstellung elektrischer Energie von Kraftwerksoptionen in 2015, erstellt im August 2010 (gelbe Balken in Abbildung 8.3)
- Fraunhofer ISE: Stromgestehungskosten erneuerbare Energien, erstellt im November 2013 (blaue Balken in Abbildung 8.3).

Die Stromgestehungskosten eines steinkohlebefeuerten Kraftwerkes aus der im Februar 2004 erstellten Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ mit den Investitionskosten von 798 EUR/kW<sub>Brutto</sub> und ohne Belastung durch CO<sub>2</sub>-Zertifikate betragen 3,37 Cent/kWh<sub>el</sub>. [19, S. 93]. Unter diesen Rahmenbedingungen wäre nur die Option A umsetzbar, es sei denn beim kumulativen Einsatz der Optimierungsoptionen findet eine Positionsänderung der Optimierungsoptionen auf der Achse der Stromgestehungskosten statt, siehe oben.

Bei der Kraftwerksinbetriebnahme in 2013 bis 2015 liegt die Schnittmenge der Stromgestehungskosten der steinkohlebefeuerten Dampfkraftwerke aus den weiteren oben angegebenen Studien zwischen 6,3 und 7,8 Cent/kWh<sub>el</sub>. Damit wären alle Optimierungsoptionen der Rauchgaswärmenutzung und einige der Optionen der Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers, ggf. mit der Wärmenutzung wirtschaftlich.

Da bei Kraftwerken mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung regelmäßig höhere Investitionskosten und geringere elektrische Nettowirkungsgrade angegeben werden, liegen ihre Stromgestehungskosten über denen der Kraftwerke ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Dies bedeutet, dass die Wahrscheinlichkeit der Umsetzung der genannten Optimierungsoptionen im Umfeld der Kraftwerke mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung weiter ansteigt.

## 9 Zusammenfassung

Die CO<sub>2</sub>-Abtrennung mit anschließender -Speicherung ist eine technologische Option zur Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen, insbesondere wenn der Spielraum anderer Optionen ausgeschöpft oder aus anderen Gründen nicht gegeben ist. Die Verbrennung in der Sauerstoff-Rauchgas-Atmosphäre mit nachfolgendem Aufkonzentrieren des CO<sub>2</sub> (in Englisch: Oxyfuel) ist eines der zur Auswahl stehenden Verfahren der CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Der Oxyfuel-Prozess basiert auf der Entfernung des Luftstickstoffes aus der Verbrennungsluft mit dem Ziel, ein weitgehend aus CO<sub>2</sub> bestehendes Rauchgas zu erhalten. Der Oxyfuel-Prozess verbindet die Vorteile der bewährten Kraftwerkstechnik mit dem Potential der Nettowirkungsgradsteigerung und Senkung der Investitionskosten gegenüber der CO<sub>2</sub>-Abtrennung nach der Verbrennung.

Die Sauerstoffabtrennung aus der Luft ist die zwingende Voraussetzung für die Umsetzung des Oxyfuel-Verfahrens. Der Sauerstoff für den Oxyfuel-Prozess kann mittels diverser Verfahren gewonnen werden, beispielsweise durch kryogene Luftzerlegung, Druckwechseladsorption, Metalloxide oder Polymer- und Keramikmembranen. Die großtechnische Anwendung der kryogenen Luftzerlegung ist Stand der Technik. Nachteilig ist der hohe Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung von 245 kWh<sub>el</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub>. Die Anwendung von Keramikmembranen im Oxyfuel-Kraftwerk hat das Potential, den spezifischen Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung bei gleichbleibend hoher Sauerstoffreinheit zu verringern.

Diese Arbeit konzentriert sich auf folgende Aspekte:

- Ermittlung der Effizienz eines heute baubaren fortschrittlichen Oxyfuel-Dampfkraftwerkes unter Einsatz von Membranen für die Sauerstofferzeugung
- Untersuchung und Quantifizierung der Potentiale der energetischen Optimierung des Gesamtprozesses durch die Änderung seiner Ablaufstruktur und unter Verwendung von großtechnisch verfügbaren Komponenten der Kraftwerks- und Verfahrenstechnik
- Beurteilung der Umsetzbarkeit einzelner Optimierungsoptionen auf der Grundlage ihrer Investitionskosten unter Marktbedingungen.

Aus der Vielzahl der membranbasierten Verfahren der Sauerstoffbereitstellung wurde für diese Arbeit das von der Forschungszentrum Jülich GmbH entwickelte und am 25.04.2012 patentierte Verfahren mit der europäischen Patentnummer 2214806 ausgewählt, das im Weiteren Oxy-Vac-Jül-Konzept genannt wird. Die Triebkraft für den Sauerstofftransport wird mittels Vakuums auf der Permeatseite der Membran bereitgestellt. Die Frischluft zur Gewinnung des Sauerstoffes wird durch die Wärmerückgewinnung aus der sauerstoffarmen Abluft sowie aus dem abzukühlenden Sauerstoff erwärmt und mittels des Rauchgases aus der Verbrennung auf die Betriebstemperatur der Membran von 850°C aufgeheizt. Gegenüber anderen membranbasierten Konzepten der Sauerstoffbereitstellung hat dieses Verfahren aufgrund der drucklosen Prozessführung und der mechanischen und chemischen Stabilität der nicht gespülten Membran die größten Umsetzungschancen und stellt das einzige derzeit realisierbare Konzept in einem Dampfkraftwerk dar. Aufgrund der internen Wärmerückgewinnung bis zu 93 % ist das Oxy-Vac-Jül-Konzept wärmetechnisch weitgehend autark und diesbezüglich mit einer kryogenen Luftzerlegung vergleichbar, mit der Folge, dass die Erkenntnisse und Erfahrungen der Oxyfuel-Kraftwerksforschung weiter verwendet werden können.

Die Ablaufstruktur und die Parameter des heute baubaren fortschrittlichen Oxyfuel-Dampfkraftwerkes orientieren sich am derzeitigen Stand der Kraftwerkstechnik und der Oxyfuel-Forschung. Dem Kraftwerk liegt der Wasser-Dampf-Kreislauf des Referenz-Kraftwerkes NRW zugrunde. Die Feuerung wird an die Oxyfuel-Randbedingungen, insbesondere an die Brennstofftrocknung und Förderung mittels des Rauchgases wärmetechnisch angepasst. Aufgrund der bewährten und unter Oxyfuel-Bedingungen schon erprobten Technologien wird das Rauchgas des Oxyfuel-Basiskraftwerkes mittels des kalten Elektrofilters wegen des höheren Säuretaupunktes bei 150°C vom Flugstaub und mittels der kalksteinbasierten Rauchgasentschwefelung bei 95°C von Schwefeloxiden gereinigt und dann im Rauchgasmischkondensator bis auf den Wasserdampfsättigungsdruck bei 30°C entwässert. Während der 8-stufigen Verdichtung auf 200 bar wird das CO<sub>2</sub>-reiche Rauchgas in der wäschebasierten Hochdruckentstickung von Stickoxiden gereinigt, adsorptiv getrocknet und mittels der partiellen Kondensation von Fremdgasen befreit.

Um den Säuretaupunkt nicht zu unterschreiten, wird das Rauchgas für die Trocknung und Förderung des Kohlestaubes (Primäroxidans) vor dem Kreislauf über Kohlemühlen entstaubt, entschwefelt, entwässert und anschließend mit einem Teil des zur Verbrennung bereitgestellten Sauerstoffes vermischt. Um die Brennkammertemperatur zu begrenzen, wird ein zweiter Teil des Rauchgases (Sekundäroxidans) nach seiner Entstaubung zurückgeführt und anschließend mit dem Verbrennungssauerstoff vermischt. Beide Oxidansen werden wie beim Referenz-Kraftwerk auf 350°C im Regenerativ-Wärmeübertrager vorgewärmt, wobei das Primäroxidans anschließend mit dem Wärmeverschiebesystem abgekühlt wird, um die Sichertemperatur nach Kohlemühlen wie beim Referenz-Kraftwerk von 100°C einzuhalten.

Die Integration des Oxy-Vac-Jül-Konzeptes in das oben beschriebene Oxyfuel-Dampfkraftwerk wird als Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk bezeichnet. Die Merkmale des Basiskraftwerkes sind eine einfache Prozessführung mit wenigen standardisierten und großtechnisch bewährten Kraftwerkskomponenten und eine direkte Rauchgaskühlung. Aufgrund von niedrigeren Grenzwerten der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>-reichen Produkt ist der Schadstoffumsatzgrad in der Rauchgasreinigung des Oxyfuel-Prozesses höher als im Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung, beispielsweise in der Entstaubung 99,9 statt 99,8 % und in der Entschwefelung 99 statt 87 %.

Der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes weist in Abhängigkeit vom Sauerstoffabtrenngrad aus der Luft ein flaches Maximum auf und erreicht den maximalen Wert von 36,6 %-Punkten bei einem Sauerstoffabtrenngrad von 60 %. Dies entspricht einem Nettowirkungsgradverlust von 9,3 %-Punkten gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Die CO<sub>2</sub>-Bilanz zeigt einen globalen CO<sub>2</sub>-Rückhaltegrad von 84 % mit einer Reinheit von 98 Vol.-%. Rückhaltegrad und Reinheit können durch die Optimierung der CO<sub>2</sub>-Verdichtung und der Ablaufstruktur des Kraftwerkes gesteigert werden. Dies gilt insbesondere bei der Nachbehandlung des Ventgases, das aufgrund der Gleichgewichtseinstellungen in der partiellen Kondensation je nach Anteil der Fremdgase noch bis zu 52 % aus Kohlendioxid besteht. Das Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk emittiert 151 g<sub>CO<sub>2</sub></sub>/kWh<sub>el, Netto</sub>. Gegenüber dem Referenz-Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung werden 80 % CO<sub>2</sub> vermieden.

Der Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung besteht aus dem Elektrizitätsbedarf motorbetriebener Komponenten wie Vakuumsauger und Gebläse sowie aus dem Wärmebedarf für die Luftaufwärmung auf die Betriebstemperatur der Membran. Der Bedarf an der Hoch-

temperaturwärme wird mittels des Wirkungsgrades des Dampf-Kraft-Prozesses in den äquivalenten Elektrizitätsbedarf umgerechnet. Beim 60 %-igen Sauerstoffabtrenngrad verursacht der direkte und äquivalente Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung einen Wirkungsgradverlust von insgesamt 5,25 %-Punkten. Unter Berücksichtigung des mittels Membran bereitgestellten Sauerstoffmassenstromes von 100,6 kg/s beträgt der spezifische äquivalente Elektrizitätsaufwand der Sauerstoffbereitstellung 176 kWh<sub>e</sub>/t<sub>O<sub>2</sub></sub>. Die membranbasierte Sauerstoffbereitstellung mit dem Oxy-Vac-Jül-Konzept hat damit einen energetischen Vorteil von 28 % gegenüber der kryogenen Sauerstoffbereitstellung mit einer vergleichbaren Sauerstoffreinheit.

Aus dem direkten und äquivalenten elektrischen Eigenbedarf des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes, der 3,6-fach höher als der des Referenz-Kraftwerkes ist, wurde sein Optimierungsbedarf ermittelt und Optimierungsansätze erarbeitet. Die in dieser Arbeit untersuchten Optimierungen sind Veränderungen der Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes mit dem Ziel

- den elektrischen und thermischen Eigenbedarf des Kraftwerkes zu senken
- den Bedarf an Hilfs- und Betriebsmitteln zu verringern
- die Bruttoleistung des Kraftwerkes zu erhöhen.

Die Optimierungen beinhalten die Verwendung der in der Praxis erprobten Kraftwerkskomponenten und der Standardkomponenten der Verfahrenstechnik und lassen sich in die Optimierungskategorien und Optimierungen wie folgt unterteilen:

- Designoptimierung des Gastrennprozesses:
  - o Vakuumsauger mit mehrstufiger Zwischenkühlung
  - o Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger
- Modifikation der Rauchgasrückführung:
  - o kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung
  - o warme entstaubte Sekundär-Rauchgasrückführung
  - o warme entstaubte Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung
- Anlageninterne Abwärmenutzung:
  - o Rauchgaswärmenutzung
  - o Sauerstoffwärmenutzung
  - o Kohlendioxidwärmenutzung.

Um einzelne Aspekte einer Optimierung zu untersuchen, wurden die Designoptimierung des Gastrennprozesses und die anlageninterne Abwärmeintegration in die Optimierungsoptionen weiter aufgeschlüsselt, so dass insgesamt 22 Optimierungsoptionen untersucht wurden. Alle Optimierungsoptionen basieren jeweils auf dem Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk und wurden alternierend durchgeführt.

Je nach Optimierungsoption liegt der energetische Vorteil gegenüber dem Basiskraftwerk zwischen 0,05 %-Punkten und 1,00 %-Punkt. Die Rauchgaswärmenutzung verbessert den Nettowirkungsgrad deutlich um 0,34 %-Punkte bis zu 1,00 %-Punkt. Die größere Anzahl der Zwischenstufenkühlungen des Sauerstoffvakuumsaugers, gegebenenfalls verbunden mit der Sauerstoffwärmenutzung weisen eine geringere Verbesserung von 0,27 bis zu 0,60 %-Punkte auf. Die Modifikation der Rauchgasrückführung des Kraftwerkes und die Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger sind mit einer Verbesserung von 0,05 bis 0,35 %-Punkte energetisch weniger relevant.

In jeder einzelnen Optimierungsoption wurde die Größe der von der Veränderung betroffenen und zusätzlichen Kraftwerkskomponenten anhand der heute realisierten Anlagen sowie eigener Auslegungsrechnungen abgeschätzt. Die Ergebnisse eigener Auslegungsrechnungen wurden mit Angaben der auf dem Gebiet der Anlagenplanung und des Anlagenbaus spezialisierten Unternehmen validiert.

Die Kosten der einzelnen Kraftwerkskomponenten und die Anlagenkosten der Optimierungen berücksichtigen auch die Nebenkosten und basieren auf:

- eigener Kostenberechnung mittels der Auslegungs- und Konstruktionsparameter, wenn die für die Berechnung relevanten Auslegungsparameter im dafür gültigen Bereich vorliegen
- Angeboten und persönlichen Mitteilungen der Unternehmen aus dem Bereich der Werkstoffherstellung, -umformung, Anlagenplanung und des Anlagenbaus, die auf der Grundlage der oben genannten eigenen Auslegungsrechnungen erstellt wurden.

Auf der Grundlage der berechneten Anlagenkosten hat nur die kalte entstaubte Primär-Rauchgasrückführung eine Kosteneinsparung gegenüber dem Basiskraftwerk von 9,0 Mio. Euro. Alle anderen Optimierungsoptionen haben einen Kostenmehraufwand gegenüber dem Basiskraftwerk.

Um die Optimierungsoptionen untereinander zu bewerten, wurde ein investitions-, wirkungsgrad- und leistungsbezogener Bewertungsfaktor verwendet. Der Bewertungsfaktor gibt die leistungsspezifische Anlagenkostendifferenz an, die pro %-Punkt Wirkungsgradsteigerung erforderlich ist und wird in EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt angegeben. Der niedrige Bewertungsfaktor einer Optimierungsoption bedeutet, dass diese Option geringe spezifische Kosten pro %-Punkt der Wirkungsgraderhöhung hat. Die Reihenfolge der nach Bewertungsfaktoren geordneten Optimierungsoptionen entscheidet, welche Optimierungsoptionen bevorzugt umgesetzt werden, vorausgesetzt, der Bewertungsfaktor der Optimierungsoption bildet die Grundlage für die Beurteilung ihrer Umsetzbarkeit.

Der Großteil der Optimierungsoptionen hat einen Bewertungsfaktor zwischen 20 und 55 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt. Die einfachere Rauchgaswärmenutzung und Wärmenutzung aus dem einstufigen Zwischenkühler des Vakuumsaugers haben einen kleineren Bewertungsfaktor zwischen 20 und 35 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt, was die Umsetzung dieser Optimierungen gegenüber den anderen bevorzugt. Die vollumfassende Rauchgaswärmenutzung mit der Nettowirkungsgradsteigerung von 1,00 %-Punkt ist mit 40 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt dagegen teurer. Die Verwendung der mehrstufigen Zwischenkühlung des Vakuumsaugers liegt im Bereich zwischen 33 und 48 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt. Die weiterführende Sauerstoff- und Kohlendioxidwärmenutzung ist mit 55 bis 67 EUR/kW<sub>Brutto</sub> je %-Punkt deutlich teurer und hat daher eine geringe praktische Relevanz.

Da die Optimierungsoptionen jeweils auf dem Basiskraftwerk basieren, können beim kumulativen Einsatz der Optimierungsoptionen prozess- sowie komponentenbezogene Wechselwirkungen auftreten, die zur Änderung der Bewertungsfaktoren der Optimierungsoptionen in beide Richtungen führen können. Die Auswahl der Optimierungsoption nach dem Bewertungsfaktor wird durch die prozessbedingte Koppelung eingeschränkt. In der Praxis wird die Entscheidung zusätzlich durch die Komplexität und die damit verbundene Störungsanfälligkeit der Optimierungsoptionen beeinflusst.

Bei der Entscheidung über die tatsächliche Umsetzung einer Optimierungsoption steht der Kraftwerksbetreiber vor der Frage, ob die Einnahmen aus der Optimierung die Ausgaben übersteigen. Da die zukünftigen Marktbedingungen und damit die Einnahmen nicht vorhersehbar sind, wurden die Optimierungsoptionen auf Grundlage der Stromgestehungskosten beurteilt. Der Berechnung der Stromgestehungskosten liegen die Randbedingungen der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ zugrunde.

Die Stromgestehungskosten der einfachsten untersuchten Rauchgaswärmenutzung liegen bei 2,7 Euro-Cent/kWh<sub>el</sub> und sind damit niedriger als die eines steinkohelbefeuerten Kraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung aus der im Februar 2004 erstellten Konzeptstudie „Referenzkraftwerk NRW“ mit 3,37 Euro-Cent/kWh<sub>el</sub>.

Für die Kraftwerksinbetriebnahme in 2013 bis 2015 liegt die Schnittmenge der Stromgestehungskosten aus weiteren Studien für steinkohelbefeuerte Dampfkraftwerke ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung zwischen 6,3 und 7,8 Euro-Cent/kWh<sub>el</sub>. Dies bedeutet, dass weitere in dieser Arbeit untersuchte technische Lösungen sinnvoll werden, beispielsweise die umfassendere Rauchgaswärmenutzung und die Zwischenstufenkühlung des Vakuumsaugers, gegebenenfalls mit der Wärmenutzung, die die Stromgestehungskosten von 3,5 bis 7,3 Euro-Cent/kWh<sub>el</sub> aufweisen. Da bei Kraftwerken mit CO<sub>2</sub>-Abtrennung regelmäßig höhere Investitionskosten und geringere elektrische Nettowirkungsgrade angegeben werden, liegen ihre Stromgestehungskosten über denen von Kraftwerken ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Dies bedeutet, dass die Wahrscheinlichkeit der Umsetzung der analysierten Optimierungsoptionen im Umfeld der Kraftwerke mit der CO<sub>2</sub>-Abtrennung weiter ansteigt.

Die Untersuchungsergebnisse dieser Arbeit bieten eine Grundlage für Entscheidungen über die Anwendung der Optimierungsoptionen im CO<sub>2</sub>-armen membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerk.

# 10 Anhang

## 10.1 Definition der Luftzusammensetzung

In diesem Kapitel wird die Zusammensetzung der Verbrennungsluft als Eingabeparameter der Simulationen definiert. Die Ergebnisse fließen in Kapitel 4.1, Tabelle 4.2 ein.

Die Lufttemperatur wird in Anlehnung an die Angaben des Deutschen Wetterdienstes zum Mittelwert der durchschnittlichen Jahrestemperatur in Deutschland mit 10°C definiert [153], der Luftdruck – mit 1,01325 bar auf der Grundlage der DIN 1343 [154]. Die relative Feuchtigkeit wird mit 70 % angenommen.

Die Zusammensetzung der trockenen Luft in Volumenanteilen wird aus Landolt-Börnstein übernommen [155, S. 461, Tabelle 2]. Um die rechnerischen Rundungsdifferenz von 0,004 Vol.-% zu eliminieren, werden jeder Luftkomponente 0,001 Vol.-% hinzuaddiert, vgl. Kapitel 4.1, Tabelle 4.2, Spalte 3. Die Gewichtsanteile der trockenen Luft (Tabelle 4.2, Spalte 4) ergeben sich aus der Multiplikation der Molmasse der einzelnen Luft-Bestandteile aus Handbook of Chemistry and Physics (Tabelle 4.2, Spalte 2) mit dem jeweiligen oben beschriebenen Volumenanteil.

Die Zusammensetzung der feuchten Luft in Volumenanteilen berücksichtigt den Wasserdampfpartialdruck von 8,608 mbar. Der genannte Wasserdampfpartialdruck wird im Folgenden berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 10.1 angegeben.

Tabelle 10.1: Ermittlung des Wasserdampfdruckes in feuchter Verbrennungsluft

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
Sättigungsdampfdruck in der reinen Phase	12,266	mbar	1
Sättigungsdampfdruck in der Luft	12,297	mbar	2
Tatsächlicher Wasserdampfdruck in der Luft	8,608	mbar	3

Erläuterungen zu Tabelle 10.1:

1. Der Sättigungsdampfdruck bei 10°C ist mittels der Magnus-Gleichung aus Landolt-Börnstein berechnet, die im Bereich von -30°C bis 70°C gilt [155, S. 36]

$$\ln e_{sat,w} = \ln 6,11213 + \frac{17,5043 \times T_{sat}}{241,3 + T_{sat}} \quad 10.1$$

mit

$e_{sat,w}$	hPa	Sättigungsdampfdruck in der reinen Phase
$T_{sat}$	°C	Sättigungsdampftemperatur



2. Der Korrekturfaktor des Wasserdampfes in der Luft bei 10°C von 1,0025 wurde aus Landolt-Börnstein [155, S. 33, Tabelle 20] entnommen. Der Sättigungsdampfdruck in der Luft wird wie folgt berechnet:

$$f_w = \frac{e'_{sat, w}}{e_{sat, w}} \quad 10.2$$

mit

$f_w$  --- Korrekturfaktor des Wasserdampfes in der Luft

$e'_{sat, w}$  hPa Sättigungsdampfdruck in der Luft

3. Der tatsächliche Sättigungsdampfdruck in der Luft wurde durch das Einbeziehen der relativen Luftfeuchte von 70% berechnet.

$$e'_{rel, w} = e'_{sat, w} \times U_w \quad 10.3$$

mit

$e'_{rel, w}$  hPa tatsächlicher Sättigungsdampfdruck in der Luft

$U_w$  % relative Luftfeuchte

## 10.2 Stoffdaten

Dieses Kapitel enthält die für die Wärmeübertragung und Rauchgasreinigung relevanten Stoffdaten des typischen feuchten Rauchgases nach dem Dampferzeuger des steinkohlebeheizten Kraftwerkes ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung und des Oxyfuel-Kraftwerkes sowie zum Vergleich der feuchten atmosphärischen Luft. Die Angaben in Tabelle 10.2 zur Dichte, Wärmekapazität und dynamischen Viskosität umfassen den für die Rauchgaswärmenutzung und Rauchgasreinigung relevanten Temperaturbereich von 100 bis 400°C.

Tabelle 10.2: Stoffwerte der Luft und der typischen Kraftwerksrauchgase bei 1 bar

Gas	Stoffwert	Einheit	Temperatur [°C]						
			100	150	200	250	300	350	400
Luft	Dichte	kg/m <sup>3</sup>	0,930	0,820	0,734	0,663	0,606	0,557	0,516
	Wärmekap.	kJ/kgK	1,016	1,022	1,030	1,040	1,050	1,062	1,074
	Viskosität	10 <sup>-6</sup> kg/ms	21,764	23,884	25,900	27,828	29,678	31,460	33,182
Rauchgas: konventionelles Kraftwerk	Dichte	kg/m <sup>3</sup>	0,966	0,852	0,762	0,689	0,629	0,578	0,535
	Wärmekap.	kJ/kgK	1,044	1,056	1,069	1,083	1,097	1,112	1,127
	Viskosität	10 <sup>-6</sup> kg/ms	20,164	22,226	24,195	26,083	27,900	29,654	31,352
Rauchgas: Oxyfuel- Kraftwerk	Dichte	kg/m <sup>3</sup>	1,196	1,054	0,942	0,852	0,777	0,715	0,662
	Wärmekap.	kJ/kgK	1,040	1,074	1,103	1,132	1,159	1,184	1,209
	Viskosität	10 <sup>-6</sup> kg/ms	17,717	19,864	21,927	23,913	25,83	27,682	29,475

Die Daten in Tabelle 10.2 basieren auf den in Tabelle 10.3 angegebenen Gaszusammensetzungen aus folgenden Quellen:

- feuchte atmosphärische Luft: Kapitel 4.1, Tabelle 4.2, Spalte 5
- Rauchgas eines steinkohlebeheizten Kraftwerk ohne CO<sub>2</sub>-Abtrennung: Kapitel 4.3, Tabelle 4.22, Spalte 3
- Rauchgas eines steinkohlebeheizten Oxyfuel-Kraftwerk: Kapitel 5.2.3, Tabelle 5.20.

Tabelle 10.3: Zusammensetzung der feuchten Luft sowie der Rauchgase des konventionellen steinkohlebeheizten Kraftwerkes und Oxyfuel-Kraftwerkes in Vol.-%

Komponente	Luft	Typische Rauchgaszusammensetzung nach Dampferzeuger	
		Konventionelles Kraftwerk	Oxyfuel-Kraftwerk
N <sub>2</sub>	77,41	74,13	4,13
O <sub>2</sub>	20,77	2,62	3,67
CO <sub>2</sub>	0,03	15,24	69,29
H <sub>2</sub> O	0,86	7,04	22,71
Ar	0,93	0,89	0,04
SO <sub>2</sub>	-----	0,05	0,13

### 10.3 Spezifischer Wärmebedarf der Kohletrocknung

Dieses Kapitel enthält die Berechnung des spezifischen Wärmebedarfes für die Kohletrocknung gemäß den in Kapitel 3.2.3.1 beschriebenen Grundlagen. Die Ergebnisse fließen in Kapitel 4.2.1, Tabelle 4.6 sowie in Kapitel 5.1.1, Tabelle 5.2 und sinngemäß in Kapitel 6.2.1.2 und 6.2.3.2, Tabelle 6.8 und Tabelle 6.13 ein.

Die Tabelle 10.4 fasst die Auslegungsparameter für die Berechnung des Wärmebedarfes der Kohletrocknung zusammen. Die Auslegungsparameter werden im Folgenden mittels der durchnummerierten Erläuterungen beschrieben.

Der spezifische Wärmebedarf der Kohletrocknung wird mittels Gleichung 3.1 berechnet.

Tabelle 10.4: Auslegungsparameter für die Berechnung des Wärmebedarfes der Kohletrocknung im Referenz-Kraftwerk, Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk und in den Optimierungen durch die Modifikation der Rauchgasrückführung

Parameter	Formelzeichen	RKW / Oxy-Basis	Oxy-modifiziert	Einheit	Erläuterung / Quelle
Wärmeverlustfaktor der Kohle-Mühle	$f_{Verlust, Mühle}$	1,05		-----	1
Wassergehalt der Roh-Kohle	$x_{H_2O, roh}$	0,081		-----	Tabelle 4.3
Wassergehalt der getrockneten Kohle	$x_{H_2O, rest}$	0,020		-----	2
Kohletemperatur vor dem Sieb	$T_{Kohle}$	20		°C	3
Siebtemperatur	$T_{Sieb}$	100	160	°C	4
Enthalpie des Wasserdampfes im Siebzustand	$h''_{T_{Sieb}}$	2675	2757	kJ/kg	5
Enthalpie des Kohlewassers vor dem Sieb	$h'_{T_{Kohle}}$	84		kJ/kg	5
mittlere spezifische Wärmekapazität des Wassers	$\bar{c}_{p, H_2O}$	4,19		kJ/kgK	
mittlere spezifische Wärmekapazität der wasserfreien Kohle	$\bar{c}_{p, Kohle, wf}$	1,16		kJ/kgK	6
Anteil der flüchtigen Bestandteile in der wasser- und aschefreien Kohle	$x_{FB, wf}$	0,219		-----	Tabelle 4.3
Anteil der Asche in der wasserfreien Kohle	$x_{Asche, wf}$	0,16		-----	Tabelle 4.3
mittlere spezifische Wärmekapazität der Asche	$\bar{c}_{p, Asche}$	0,75		kJ/kgK	6
spezifischer Wärmebedarf der Kohletrocknung	$q_{Trocknung}$	258,4	333,0	kJ/kg	Gleichung 3.1

Erläuterungen zu Tabelle 10.4:

1. Nach [18, S. L 41] können Wärmeverluste der Kohlemühle bis zu 10% betragen, so dass diese hier mit 5 % angenommen werden.
2. Die zulässige Restfeuchte der gemahlene Kohle liegt bei der Steinkohle bei ca. 2 Gew.-% [16, S. 140].
3. Die Kohletemperatur vor dem Siebter weicht von der Umgebungstemperatur aus Tabelle 4.1 ab, da die Kohle durch den Wärmeeintrag aus dem Mahlvorgang erwärmt wird. Der Leistungsbedarf des Mahlvorganges beträgt 8 kWh<sub>el</sub>/t<sub>Kohle</sub>, vgl. Kapitel 4.2.1.
4. Die Siebertemperatur der Mühlen des Referenz-Kraftwerkes und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes wird mit 100°C definiert, vgl. Kapitel 4.2.1, Tabelle 4.6 und Kapitel 5.1.1, Tabelle 5.2, die Siebertemperatur der Mühlen der Optimierungsoptionen mit der Modifikation der Rauchgasrückführung – mit 160°C, vgl. Kapitel 6.2.1.2 und 6.2.3.2, Tabelle 6.8 und Tabelle 6.13.
5. Daten aus Wasser-Dampf tabel IAPWS-IF97.
6. Die mittlere spezifische Wärmekapazität der wasserfreien Steinkohle hängt nach [14, S. 39-40] von den Anteilen der Asche und flüchtigen Bestandteilen ab. Für die wasser- und aschefreie Steinkohle zwischen 24 und 100°C wird die mittlere spezifische Wärmekapazität in kJ/kgK nach [156] berechnet:

$$\bar{c}_{p, Kohle, waf} = (1 + x_{FB, waf}) \times 0,9719 \quad 10.1$$

Die Umrechnung auf den wasserfreien Zustand kJ/kgK erfolgt nach folgender Formel [14, S. 40, geändert]:

$$\bar{c}_{p, Kohle, waf} = \bar{c}_{p, Kohle, waf} \times (1 - x_{Asche, wf}) + \bar{c}_{p, Asche} \times x_{Asche, wf} \quad 10.2$$

mit

$\bar{c}_{p, Kohle, waf}$  mittlere spezifische Wärmekapazität der wasser- und aschefreien Kohle

Die spezifische Wärmekapazität der Asche wird in [14, S. 40] mit 0,7 bis 0,8 kJ/kgK angegeben. Hier wird ein Mittelwert von 0,75 kJ/kgK angesetzt.

## 10.4 Leistungsbedarf der Kraftwerkskomponenten

Dieses Kapitel enthält den Leistungsbedarf der Kraftwerkskomponenten des Referenz-Kraftwerkes und Oxyfuel-Basiskraftwerkes und detailliert Kapitel 4.3 und 5.2. Der Leistungsbedarf der Kraftwerkskomponenten wird mittels der in Kapitel 3.2.2 beschriebenen Simulationssoftware oder infolge der Auslegung in Kapiteln 4.2 und 5.1 berechnet.

Tabelle 10.5: Eigenbedarf des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes, modulweise, in  $\text{kW}_{\text{el}}$

Kraftwerkskomponente / Modul	Referenz-Kraftwerk	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
Mahltröcknung (Mahlanlage)	1409	1409
Brennkammer (Ascheerfassung und –entsorgung)	350	350
Primärluft- / Primäroxidansgebläse	894	1609
Sekundärluft- / Sekundäroxidansgebläse	2981	3528
Speisewasserpumpe	20033	19158
Hauptkondensatpumpe	1135	1113
1. Kondensatpumpe	48	47
2. Kondensatpumpe	5	1
Hauptkühlwasserpumpe	4933	6463
Zwischenkühlwasserpumpe	461	1203
Zusatzkühlwasserpumpe	100	131
Entstickung, ohne Druckverlust	605	605
Entstaubung, ohne Druckverlust	605	504
Entschwefelung (Absorberumwälzpumpen), ohne Druckverlust	2420	3917
Entschwefelung (Oxidationsluftgebläse, Kalksteinbereitstellung, Gipsentwässerung)	605	684
Rauchgas- / Entschwefelungsgebläse	4937	1234
Kondensatorgebläse	---	2196
Luftgebläse	---	6045
Sauerstoff-Vakuumsauger	---	35228
Rauchgaskondensator-Umwälzpumpen	---	1017
Trocknung in der $\text{CO}_2$ -Verdichtung	---	500
$\text{CO}_2$ -Verdichtung	---	46473
Umwälzpumpen für $\text{CO}_2$ -Verdichtung	---	998
Hilfskessel	600	600
Rest	1350	1350
<b>Gesamt</b>	<b>44498</b>	<b>137860</b>

## 10.5 Komponentenauslegung und -größenabschätzung

Dieses Kapitel enthält Daten für die Auslegung und Größenabschätzung folgender Komponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und der Optimierungen aus Kapiteln 6.1 bis 6.3:

- Wärmeübertrager
  - o Rauchgas-Oxidansvorwärmer
  - o Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer
  - o Zwischenstufenkühler des O<sub>2</sub>-Verdichters
  - o Zwischenstufenkühler des CO<sub>2</sub>-Verdichters
  - o Sauerstoffkühler
- Rauchgasreinigung
  - o Elektrofilter
  - o Rauchgasentschwefelungsabsorber
  - o Rauchgaskondensator
- Primär-, Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse.

Zur besseren Orientierung in diesem Kapitel gibt Tabelle 10.6 eine Übersicht über die Tabellen mit den Auslegungsdaten der Kraftwerkskomponenten für die jeweilige Optimierung. Die einzelnen Felder enthalten die entsprechende Tabellenummer aus Kapiteln 10.5.1 bis 10.5.3.

Tabelle 10.6: Tabellenstruktur für die Auslegung und Größenabschätzung der Kraftwerkskomponenten

Kraftwerkskomponente	Optimierungen					
	Gastrennung		Modifikation Rauchgasrückführung	Abwärmenutzung		
	mehrstufiger Vakuumsauger	Kühler vor Vakuumsauger	alle	Rauchgas	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Rauchgas-Oxidansvorwärmer	10.7	10.8	10.9	10.10	10.7	---
Zwischenstufenkühler des O <sub>2</sub> -Verdichters	10.12	10.13	---	---	10.14	---
Nachkühler des O <sub>2</sub> -Verdichters	---	---	---	---	10.15	---
O <sub>2</sub> -Kühler	---	10.16	---	---	---	---
Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	---	---	10.17	---	---	---
Zwischenstufenkühler des CO <sub>2</sub> -Verdichters	---	---	---	---	---	10.18
Primär-/ Sekundäroxidans-Wärmeübertrager	---	---	---	10.11	---	---
Entstaubung	10.19	---	10.20	10.21	10.19	---
Entschwefelung	10.22	---	10.23	10.24	10.22	---
Rauchgaskondensation	10.25	---	10.26	10.27	10.25	---
Gebläsen	---	---	10.28	---	---	---

### 10.5.1 Wärmeübertrager

Die folgende Auslegung und Größenabschätzung von

- Rauchgas-Oxidansvorwärmer
- Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer
- Zwischenstufenkühler des O<sub>2</sub>-Verdichters
- Zwischenstufenkühler des CO<sub>2</sub>-Verdichters
- Sauerstoffkühler

setzt voraus, dass im Basiskraftwerk und in verschiedenen Optimierungsoptionen in den jeweils baugleichen Wärmeübertragern und vergleichbaren Druck- und Temperaturbereichen die gleichen Randbedingungen der Wärmeübertragung wie Strömungsgeschwindigkeit, Strömungsverteilung und stoffliche Parameter herrschen. Die letztgenannte Annahme ist insoweit zulässig, wenn sich die Gaszusammensetzung in den jeweils baugleichen Wärmeübertragern nur geringfügig ändert und der Druckverlust in den jeweils baugleichen Wärmeübertragern gleich ist. Die Abweichungen werden in den jeweiligen Kapiteln beschrieben.

Die Komponentenauslegung und -größenabschätzung der Wärmeübertrager basiert auf Kapitel 3.3. Für jeden der Parameter wird in jeder Tabelle auf die Quelle bzw. Berechnungsgrundlage verwiesen. Die absolute und die relative Wärmeübertragungsfläche wird nach Gleichung 3.38 und 3.42 berechnet. Die Angaben zur Wärmeübertragerfläche werden auf 100 m<sup>2</sup> gerundet.

Tabellen 10.7 bis 10.18 beinhalten die Auslegungsdaten und die Größenabschätzung der oben genannten Wärmeübertrager.

Tabelle 10.7: Rauchgas-Oxidansvorwärmer beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung und bei der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	mehrstufiger Vakuumsauger / Sauerstoffwärmenutzung				
				ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5	
			F	F-2	F-3	F-4	F-5	
Wärmestrom, gesamt	Simulation	MW <sub>th</sub>	90,8	97,4	100,2	101,8	102,9	
Temperatur	Rauchgas, warm	Tabelle 5.6	°C	379				
	Rauchgas, kalt	Simulation	°C	207	195	189	186	184
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, kalt	Simulation	°C	86	70	63	60	57
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , sekundär, kalt	Simulation	°C	174	159	153	149	147
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 5.6	°C	350				
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	28					
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	90,5	92,1	93,0	93,5	
	Gleichung 3.42	%	100,0	104,6	106,5	107,5	108,1	

Tabelle 10.8: Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger

Parameter	Quelle	Einheit	Basis-kraftwerk	Sauerstoffkühlung				
				SK-65	SK-55	SK-45	SK-35	
Wärmestrom, gesamt	Simulation	MW <sub>th</sub>	90,8	91,0	91,4	91,5	91,7	
Temperatur	Rauchgas, warm	Tabelle 5.6	°C	379				
	Rauchgas, kalt	Simulation	°C	207	207	206	206	205
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, kalt	Simulation	°C	86	85	84	84	83
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , sekundär, kalt	Simulation	°C	174	173	173	173	172
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 5.6	°C	350				
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	28					
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	86,5	87,1	87,1	87,3	
	Gleichung 3.42	%	100,0	100,1	100,9	100,9	101,1	

Tabelle 10.9: Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Modifikationen der Rauchgasrückführung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis-kraftwerk	Rauchgasrückführung			
				kalte prim.	warme sek.	warme prim. und sek.	
Wärmestrom, gesamt	Simulation	MW <sub>th</sub>	90,8	77,2	30,3	0,0	
Temperatur	Rauchgas, warm	Tabelle 5.6	°C	379	379	379	379
	Rauchgas, kalt	Simulation	°C	207	233	263	---
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, kalt	Simulation	°C	86	197	84	---
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , sekundär, kalt	Simulation	°C	174	181	---	---
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 5.6 / Kapitel 6.2.3.1	°C	350			349
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	28			---	
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	72,4	14,0	---	
	Gleichung 3.42	%	100,0	83,7	16,2	0,0	



Tabelle 10.10: Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Rauchgaswärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgaswärmenutzung					
				A	B	C	D	D-o-KW	
Wärmestrom, gesamt	Simulation	MW <sub>th</sub>	90,8	90,3	90,1	89,8	89,8	83,3	
Temperatur	Rauchgas, warm	Tabelle 5.6	°C	379					
	Rauchgas, kalt	Simulation	°C	207	208	185	185	185	199
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, kalt	Simulation	°C	86	86	149	149	149	167
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , sekundär, kalt	Simulation	°C	174	176	156	157	157	171
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 5.6	°C	350					
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	28						
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38		---	---	10,6	10,4	10,4	11,8	
	Gleichung 3.38 + Tabelle 10.11	Tsd. m <sup>2</sup>	86,5	87,0	119,3	119,3	119,3	114,4	
	Gleichung 3.42	%	100,0	100,6	137,9	137,9	137,9	132,2	

Tabelle 10.11: Primär-/ Sekundäroxidans-Wärmeübertragers bei der Rauchgaswärmenutzung (WÜ-PS-RG)

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgaswärmenutzung					
				A	B	C	D	D-o-KW	
Wärmestrom	Kapitel 6.3.1.1	MW <sub>th</sub>	---	---	6,7	6,7	6,7	7,4	
Temperatur	Rauchgas, sekundär, warm	Kapitel	°C	---	---	176	178	176	185
	Rauchgas, sekundär, kalt	Tabelle 6.18	°C	---	---	156	157	157	163
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, kalt	Simulation	°C	---	---	86			
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, warm	Tabelle 6.18	°C	---	---	148	149	149	155
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	---	---	28				
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	---	---	10,6	10,4	10,4	11,8	

Tabelle 10.12: Zwischenstufenkühler beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	mehrstufiger Vakuumsauger			
					ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5
Wärmestrom, gesamt		Simulation	$MW_{th}$	19,8	23,6	25,1	26,2	27,1
Temperatur	O <sub>2</sub> , warm	Simulation	°C	251	152	122	105	95
	O <sub>2</sub> , kalt	Tabelle 6.2	°C	43				
	Kühlwasser, kalt	Kapitel 5.1.4, Tabelle 5.8	°C	23				
	Kühlwasser, warm		°C	28				
k-Wert		Kapitel 6.1.1.2	$W/m^2K$	27				
Wärmeübertrager- fläche		Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	8,7	15,4	19,5	23,0	25,8
		Gleichung 3.42	%	100,0	175,9	223,1	263,4	295,3

Tabelle 10.13: Zwischenstufenkühler bei der Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Sauerstoffkühlung			
					SK-65	SK-55	SK-45	SK-35
Wärmestrom, gesamt		Simulation	$MW_{th}$	19,8	18,5	17,4	16,3	15,0
Temperatur	O <sub>2</sub> , warm	Simulation	°C	251	238	226	214	202
	O <sub>2</sub> , kalt	Tabelle 6.4	°C	43				
	Kühlwasser, kalt		°C	23				
	Kühlwasser, warm		°C	28				
k-Wert		Kapitel 6.1.1.2	$W/m^2K$	27				
Wärmeübertrager- fläche		Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	8,7	8,5	8,3	8,1	7,8
		Gleichung 3.42	%	100,0	97,3	94,9	93,0	89,4

Tabelle 10.14: Zwischenstufenkühler bei der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Sauerstoffwärmenutzung				
					F	F-2	F-3	F-4	F-5
Wärmestrom, gesamt		Simulation	MW <sub>th</sub>	19,8	18,2	20,3	20,1	19,6	18,8
Temperatur	O <sub>2</sub> , warm	Simulation Kapitel	°C	251	251	152	122	105	95
	O <sub>2</sub> , kalt	Kapitel 5.1.4, 6.3.2.2, Tabelle 5.8	°C	43	61				
	Kühlwasser, kalt		°C	23	36				
	Kühlwasser, warm	Simulation	°C	28	156	104	64	64	64
k-Wert		Kapitel 6.1.1.2	W/m <sup>2</sup> K	27					
Wärmeübertragerfläche, Zwischenstufenkühler		Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	8,7	12,8	21,3	19,0	22,4	24,9
Wärmeübertragerfläche, Zwischenstufenkühler		Tabelle 10.15	Tsd. m <sup>2</sup>	---	2,4	4,8	7,1	9,5	11,8
Wärmeübertragerfläche, gesamt		Tabelle 10.15 +Tabelle 10.14	Tsd. m <sup>2</sup>	8,7	15,2	26,1	26,2	31,92	36,72
Wärmeübertragerfläche, relativ		Gleichung 3.42	%	100,0	174,3	298,8	299,6	365,8	420,9

Tabelle 10.15: Nachkühler bei der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Sauerstoffwärmenutzung				
					F	F-2	F-3	F-4	F-5
Wärmestrom, gesamt		Simulation	MW <sub>th</sub>	---	1,7	3,3	5,0	6,7	8,3
Temperatur	O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 10.14	°C	---	61				
	O <sub>2</sub> , kalt	Kapitel 6.1.1.2	°C	---	43				
	Kühlwasser, kalt		°C	---	23				
	Kühlwasser, warm		°C	---	28				
k-Wert		Kapitel 6.1.1.2	W/m <sup>2</sup> K	---	27				
Wärmeübertragerfläche, gesamt		Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	---	2,4	4,8	7,1	9,5	11,8

Tabelle 10.16: Sauerstoffkühler vor dem Vakuumsauger bei der Option Sauerstoffkühlung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Sauerstoffkühlung				
				SK-65	SK-55	SK-45	SK-35	
Wärmestrom	Simulation	MW <sub>th</sub>	---	1,1	2,0	2,9	3,8	
Temperatur	O <sub>2</sub> , warm	Tabelle 6.4	°C	---	76			
	O <sub>2</sub> , kalt	Tabelle 6.4	°C	---	65	55	45	35
	Kühlwasser, kalt	Kapitel 5.1.4,	°C	---	23			
	Kühlwasser, warm	Tabelle 5.8			28			
k-Wert	Kapitel 6.1.2.2	W/m <sup>2</sup> K	---	30				
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	---	0,8	1,7	2,9	4,9	

Tabelle 10.17: Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer bei der Modifikation der Rauchgasrückführung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgasrückführung			
				kalte prim.	warme sek.	warme prim. und sek.	
Wärmestrom, gesamt	Tabelle 5.6, Tabelle 6.8, Tabelle 6.13	MW <sub>th</sub>	15,9	1,7	15,9	2,2	
Temperatur	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär, warm	Tabelle 5.6, Simulation	°C	350	350	350	336
	Rauchgas/O <sub>2</sub> , primär kalt	Tabelle 5.2, Tabelle 6.8, Tabelle 6.13	°C	215	333	215	313
	Speisewasser, kalt	Simulation	°C	193			
	Speisewasser, warm	Tabelle 4.12	°C	303			
k-Wert	Kapitel 5.1.2	W/m <sup>2</sup> K	55				
Wärmeübertragerfläche	Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>	8,8	0,4	8,8	0,6	
	Gleichung 3.42	%	100,0	4,1	100,0	6,6	

Tabelle 10.18: Zwischenstufenkühler des CO<sub>2</sub>-Verdichters des Basiskraftwerkes und bei der Kohlendioxidwärmenutzung

Parameter		Quelle	Einheit	Vorverdichtung			Nachverdichtung		
				Basis	Option G		Basis	Option G	
Wärmestrom, gesamt		Simulation	MW <sub>th</sub>	33,8	33,8		38,2	38,2	
Wärmestrom zur Wärmenutzung / zum Zwischenkühlwassersystem		Simulation / Abbildung 6.18		33,8	13,3	20,5	38,2	13,3	20,5
Temperatur	CO <sub>2</sub> , warm	Abbildung 6.18	°C		90	70	90	90	70
	CO <sub>2</sub> , kalt	Abbildung 6.18	°C		70		30	70	30
	WT-Kreislauf / Kühlwasser, kalt	Abbildung 6.18	°C	Direkt- rekt- gas- kühler	36	Direkt rekt- gas- kühler	23	36	23
	WT-Kreislauf / Kühlwasser, warm	Tabelle 5.8, Abbildung 6.18	°C		64		28	64	28
k-Wert		Kapitel 6.3.3.2	W/m <sup>2</sup> K		120		290		
Wärmeübertragerfläche		Gleichung 3.38	Tsd. m <sup>2</sup>		3,7		5,2	5,9	0,7

### 10.5.2 Rauchgasreinigung

Die folgende Auslegung und Größenabschätzung des

- Elektrofilters
- Entschwefelungsabsorbers und
- Rauchgaskondensators

setzt voraus, dass im Basiskraftwerk und in verschiedenen Optimierungsoptionen in jeweils baugleichen Komponenten der Rauchgasreinigung und in vergleichbaren Druck- und Temperaturbereichen die gleichen Strömungsbedingungen herrschen. Diese Annahme ist soweit zulässig, wenn sich die Gasgeschwindigkeit in den jeweils baugleichen Kraftwerkskomponenten unverändert bleibt.

#### Entstaubung

Der Leistungsbedarf und der Druckverlust des Elektrofilters werden nach Gleichungen 5.4 bzw. 5.5 sowie 5.6 bzw. 5.7 berechnet. Die absolute und relative Fläche der Niederschlagselektrode wird nach Gleichung 3.37 und 3.42 berechnet. Für jeden der Parameter wird in jeder Tabelle auf die Quelle bzw. Berechnungsgrundlage verwiesen. Die Angaben zur Niederschlagselektrodenfläche werden auf 100 m<sup>2</sup> gerundet.

Tabellen 10.19 bis 10.21 beinhalten die Auslegungsdaten und die Größenabschätzung der oben genannten Elektrofilter.

Tabelle 10.19:Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlagselektrode des Elektrofilters beim mehrstufigen Vakuumsauger und bei der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	mehrstufiger Vakuumsauger / Sauerstoffwärmenutzung				
				ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5	
			F	F-2	F-3	F-4	F-5	
Betriebstemperatur	Tabelle 5.14	°C	150					
Rauch- gas	Massenstrom	Simulation	kg/s	494	494	493	493	493
	Volumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	492	487	484	483	482
	dynamische Viskosität	Simulation	Pa*s*10 <sup>-6</sup>	19,8	19,9	19,9	19,9	20,0
Leistungsbedarf	Gleichung 5.5	kW <sub>el</sub>	504	499	496	495	495	
Druckverlust	Gleichung 5.7	mbar	4	4	4	4	4	
Niederschlagselektroden- fläche	Gleichung 3.37	Tsd. m²	73,8	73,1	72,6	72,5	72,3	
	Gleichung 3.42	%	100,0	99,0	98,4	98,2	98,0	

Tabelle 10.20:Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlagselektrode des Elektrofilters bei der Modifikation der Rauchgasrückführung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgasrückführung			
				kalte prim.	warme sek.	warme prim. und sek.	
Betriebstemperatur	Tabelle 5.14, Tabelle 6.8, Tabelle 6.10, Tabelle 6.13	°C	150	160	379	379	
Rauch- gas	Massenstrom	Simulation	kg/s	494	473	479	466
	Volumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	492	526	681	697
	dynamische Viskosität	Simulation	Pa*s*10 <sup>-6</sup>	19,8	19,6	28,8	28,5
Leistungsbedarf	Gleichung 5.5	kW <sub>el</sub>	504	540	1254	1286	
Druckverlust	Gleichung 5.7	mbar	4	4	9	9	
Niederschlagselektroden- fläche	Gleichung 3.37	Tsd. m²	73,8	79,0	153,0	156,8	
	Gleichung 3.42	%	100,0	107,1	207,3	212,5	

Tabelle 10.21:Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlagsselektrode des Elektrofilters bei der Rauchgaswärmenutzung

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgaswärmenutzung				
					A	B	C	D	D-o- KW
Betriebstemperatur		Tabelle 5.14, Simulation	°C	150					175
Rauch- gas	Massenstrom	Simulation	kg/s	494	492	493	492	492	492
	Volumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	492	482	482	482	482	498
	dynamische Viskosität	Simulation	Pa*s*10 <sup>-6</sup>	19,8	20,1	20,0	20,1	20,1	20,6
Leistungsbedarf		Gleichung 5.5	kW <sub>el</sub>	504	494	494	494	494	510
Druckverlust		Gleichung 5.7	mbar	4	4	4	4	4	4
Niederschlagsselektroden- fläche		Gleichung 3.37	Tsd. m²	73,8	72,3	72,3	72,3	72,3	74,7
		Gleichung 3.42	%	100,0	98,0	98,0	98,0	98,0	101,2

### Entschwefelung

Der Gesamtleistungsbedarf der Entschwefelung und Leistungsbedarf der Absorberumwälzpumpen wird nach Gleichungen 5.8 und 5.10 berechnet. Für jeden der Parameter wird in jeder Tabelle auf die Quelle bzw. Berechnungsgrundlage verwiesen. Der absolute und relative Durchmesser des Entschwefelungsabsorbers wird nach Gleichungen 3.39 und 3.42 berechnet. Die Rauchgasgeschwindigkeit im Absorber wird dem Kapitel 2.1.5, Abschnitt „Entschwefelung“ mit 4 m/s entnommen. Der Absorberdurchmesser wird centimetergenau angegeben. Tabellen 10.22 bis 10.24 beinhalten die Auslegungsdaten der Entschwefelung und die Abschätzung des Absorberdurchmessers.

Tabelle 10.22:Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurchmesser bei dem mehrstufigen gekühlten Verdichter und der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter		Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	mehrstufiger Vakuumsauger / Sauerstoffwärmenutzung				
					ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5	
					F	F-2	F-3	F-4	F-5
L/G-Verhältnis		Tabelle 5.13	l/m³	25					
Rauchgasvolumenstrom, feucht		Simulation	m³/s	223	218	216	215	215	
Leistungs- bedarf	Umwälzpumpen	Gleichung 5.8	kW <sub>el</sub>	3917	3830	3794	3777	3777	
	Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung	Gleichung 5.9	kW <sub>el</sub>	687					
	Entschwefelung, gesamt	Gleichung 5.10	kW <sub>el</sub>	4604	4517	4481	4464	4464	
Absorberdurchmesser		Gleichung 3.39	m	8,43	8,33	8,29	8,27	8,27	
		Gleichung 3.42	%	100,0	98,9	98,4	98,2	98,2	

Tabelle 10.23:Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurchmesser bei der Modifikation der Rauchgasrückführung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgasrückführung			
				kalte prim.	warme sek.	warme prim. und sek.	
L/G-Verhältnis	Tabelle 5.13	l/m <sup>3</sup>	25				
Rauchgasvolumenstrom, feucht	Simulation	m <sup>3</sup> /s	223	159	221	156	
Leistungs- bedarf	Umwälzpumpen	Gleichung 5.8	kW <sub>el</sub>	3917	2793	3882	2740
	Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung	Gleichung 5.9	kW <sub>el</sub>	687			
	Entschwefelung, gesamt	Gleichung 5.10	kW <sub>el</sub>	4604	3481	4570	3428
Absorberdurchmesser	Gleichung 3.39	m	8,43	7,11	8,39	7,05	
	Gleichung 3.42	%	100,0	84,4	99,6	83,6	

Tabelle 10.24:Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurchmesser bei der Rauchgaswärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgaswärmenutzung					
				A	B	C	D	D-o-KW	
L/G-Verhältnis	Tabelle 5.13	l/m <sup>3</sup>	25						
Rauchgasvolumenstrom, feucht	Simulation	m <sup>3</sup> /s	223	212	214	212	199	191	
Leistungs- bedarf	Umwälzpumpen	Gleichung 5.8	kW <sub>el</sub>	3917	3693	3728	3693	3467	3328
	Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung	Gleichung 5.9	kW <sub>el</sub>	687					
	Entschwefelung, gesamt	Gleichung 5.10	kW <sub>el</sub>	4604	4380	4415	4380	4154	4016
Absorberdurchmesser	Gleichung 3.39	m	8,43	8,21	8,25	8,21	7,96	7,80	
	Gleichung 3.42	%	100,0	97,5	98,0	97,5	94,5	92,5	



*Rauchgaskondensator*

Die Bereitstellung des Kühlwassers ist beim Rauchgasmischkondensator in der Leistung der Hauptkühlwasserpumpe enthalten, die Bereitstellung des Umlaufwassers mittels Umwälzpumpen wird mittels Simulationen errechnet, so dass die gesonderte Berechnung des Leistungsbedarfes nicht erforderlich ist.

Mit der Annahme der gleichen Rauchgasgeschwindigkeit im Rauchgaskondensator wie im Absorber der Entschwefelung von 4 m/s wird der absolute und relative Durchmesser des Rauchgaskondensators nach Gleichungen 3.40 und 3.42 berechnet. Der Kondensatordurchmesser wird centimetergenau angegeben. Tabellen 10.25 bis 10.27 beinhalten die Abschätzung des Durchmessers des Rauchgaskondensators.

Tabelle 10.25: Durchmesser des Rauchgaskondensators beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung und bei der Sauerstoffwärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	mehrstufiger Vakuumsauger / Sauerstoffwärmenutzung			
				ZSK-2	ZSK-3	ZSK-4	ZSK-5
				F	F-2	F-3	F-4
Rauchgasvolumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	208	204	201	200	200
Kondensatordurchmesser	Gleichung 3.40	m	8,14	8,06	8,00	7,98	7,98
	Gleichung 3.42	%	100,0	99,0	98,3	98,1	98,1

Tabelle 10.26: Durchmesser des Rauchgaskondensators bei der Modifikation der Rauchgasrückführung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgasrückführung		
				kalte prim.	warme sek.	warme prim. und sek.
Rauchgasvolumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	208	151	207	148
Kondensatordurchmesser	Gleichung 3.40	m	8,14	6,93	8,12	6,86
	Gleichung 3.42	%	100,0	85,2	99,8	84,4

Tabelle 10.27: Durchmesser des Rauchgaskondensators bei der Rauchgaswärmenutzung

Parameter	Quelle	Einheit	Basis- kraftwerk	Rauchgaswärmenutzung				
				A	B	C	D	D-o-KW
Rauchgasvolumenstrom, feucht	Simulation	m³/s	208	197	200	197	185	177
Kondensatordurchmesser	Gleichung 3.40	m	8,14	7,92	7,98	7,92	7,67	7,51
	Gleichung 3.42	%	100,0	97,3	98,1	97,3	94,3	92,2

### 10.5.3 Gebläse

Die Druckerhöhung des Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläses setzt sich zusammen aus den Druckverlusten einzelner Module zusammen. Die Grundlagen für die Berechnung bilden die jeweiligen Ablaufstrukturen der Kraftwerke sowie die in Kapiteln 5.1, 6.2.1.2, 6.2.2.2 und 6.2.3.2 angegebenen Druckverluste. Tabelle 10.28 fasst die Werte für den Basisfall und die Optimierungen zusammen. Da die Druckerhöhung anteilig für den zu fördernden Gasstrom gilt, werden einzelne Module in der Tabelle unter Umständen mehrfach aufgeführt. Der Entfall einiger Komponenten aufgrund der Änderung der Ablaufstruktur des Rauchgasweges wird durch „---“ gekennzeichnet.

Tabelle 10.28: Druckverlust der Module und Druckerhöhung der Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse des Basiskraftwerkes und der Optimierungen

Gebläse	Modul mit Druckverlust	Basis	Rauchgasrückführung		
			kalt prim.	warm sek.	warm prim. und sek.
Primär-oxidans	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	30	2 x 30	10	---
	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer	10	10	10	10
	Mahlrocknung	100	100	100	100
	Staubleitungen und Brenner	20	20	20	20
	Entstaubung	---	4	---	9
	Entstaubungskühler	---	3	---	---
	<b>Druckerhöhung des Gebläses</b>	<b>160</b>	<b>197</b>	<b>140</b>	<b>139</b>
Sekundär-oxidans	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	2 x 30	2 x 30	---	---
	Staubleitungen und Brenner	20	20	20	20
	Entstaubung	4	4	9	9
	Entstaubungskühler	3	3	---	---
	<b>Druckerhöhung des Gebläses</b>	<b>87</b>	<b>87</b>	<b>29</b>	<b>29</b>
Entschwefelung	Rauchgas-Oxidansvorwärmer	30	30	10	---
	Entstaubungskühler	3	3	---	---
	Entstaubung	4	4	9	9
	Entschwefelungskühler	3	3	3	3
	<b>Druckerhöhung des Gebläses</b>	<b>40</b>	<b>40</b>	<b>22</b>	<b>12</b>

## 10.6 Kesselformel

Um die Sicherheitsanforderungen der europäischen Druckgeräte-Richtlinie [157] zu erfüllen, wird das AD 2000 Regelwerk [158] angewendet. Als Druckgeräte gelten unter anderem Behälter und Rohrleitungen [157, Art. 1, Abs. 2, Nr. 2.1] mit einem maximal zulässigen Druck von mehr als 0,5 bar [157, Art. 1, Abs. 2, Nr. 1]. Die Wanddicke von Rohren mit dem Verhältnis des Außendurchmessers zum Innendurchmesser von maximal 1,7 wird nach dem AD 2000-Merkblatt B 1 „Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck“ mittels folgender Gleichung berechnet [145, Nr. 1].

$$s = \frac{d_a \times p}{20 \times \frac{K}{S} \times v + p} + c_1 + c_2 \quad 10.3$$

mit			Erläuterung
$s$	mm	erforderliche Wanddicke	
$d_a$	mm	Außendurchmesser eines Rohres	
$p$	bar	Berechnungsdruck	1
$K$	N/mm <sup>2</sup>	Festigkeitskennwert bei der Berechnungstemperatur	2
$S$	---	Sicherheitsbeiwert beim Berechnungsdruck	3
$v$	---	Verbindungsfaktor	4
$c_1$	mm	Zuschlag für Wanddickenunterschreitung	5
$c_2$	mm	Abnutzungszuschlag	6

Erläuterungen:

- 1) Der Berechnungsdruck ist größer oder gleich dem maximal zulässigen Druck [158, Nr. 4.1]. Beim Dampferzeugersystem wird der Berechnungsdruck um 5 % höher als der Nenndruck festgelegt, um das Ansprechen der Sicherheitsventile bei Druckschwankungen zu vermeiden [18, S. L 53].
- 2) Als Festigkeitskennwert wird der niedrigste Wert aus den Werten der 0,2 %-Dehngrenze und der 100 000 h-Zeitstandfestigkeit gewählt [158, Nr. 6.1]. Der Festigkeitskennwert wird entsprechend der Berechnungstemperatur gewählt. Die Berechnungstemperatur ist die höchste bei dem jeweiligen maximal zulässigen Druck zu erwartende Wandtemperatur [158, Nr. 5.1]. Sie ergibt sich aus der zulässigen maximalen Betriebstemperatur sowie dem Zuschlag für die Beheizungsart, der bei der Abgasbeheizung bei der unmittelbar berührten Wand 50°C beträgt [158, Nr. 5.1, Tafel 1].
- 3) Der Verbindungsfaktor wird nach [158, Nr. 8.1] mit 1,0 festgelegt.
- 4) Der Sicherheitsbeiwert gegen Streck-, Dehngrenze oder Zeitstandfestigkeit beträgt für Walz- und Schmiedestähle 1,5 für den Werkstoff bei der Berechnungstemperatur [158, Tafel 2].

- 5) Der Zuschlag für Wanddickenunterschreitung wird nach den einschlägigen Normen in die Berechnung eingesetzt, wenn dieser bei fertigen Bauteilen aus ferritischen Stählen auftreten kann [158, Nr. 9.1.1]. In dieser Arbeit wird der Zuschlag für Wanddickenunterschreitung von 7,5 % angenommen.
- 6) Bei ferritischen Stählen beträgt der Abnutzungszuschlag nach [158, Nr. 9.2.1] 1 mm, wenn die Wanddicke des Erzeugnisses unter 30 mm ist.

Tabelle 10.29 fasst die oben beschriebene Berechnungsgrundlage und die Wandstärken der Wärmeübertragerrohre für die in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertrager zusammen.

Tabelle 10.29: Wandstärken der Wärmeübertragerrohre

Parameter	Einheit	Wärmeübertrager		
		Hochdruck	Niederdruck	Korrosionsfest
		P265GH	P235GH	Alloy 59
Rohr, Außendurchmesser	mm	32	32	20
Nennndruck	bar	332	10	7
Berechnungsdruck	bar	353	10,5	7,4
Anwendungstemperatur	°C	303 vgl. Kapitel 4.2.3 Tabelle 4.12	170 vgl. Kapitel 6.3.1.1 Abbildung 6.11	140 vgl. Kapitel 6.3.1.1 Abbildung 6.13
Berechnungstemperatur	°C	350	220	190
Festigkeitskennwert bei Berechnungstemperatur	N/mm <sup>2</sup>	141 [56, S. 2]	150 [55, S. 2]	250 [54, S. 3]
Sicherheitsbeiwert beim Berechnungsdruck	---	1,5		
Verbindungsfaktor	---	1,0		
Zuschlag für Wanddickenunterschreitung	%	7,5		
Abnutzungszuschlag	mm	1,0		
erforderliche Wanddicke, ca.	mm	6,5	1,2	1,0

## 10.7 Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung

Dieses Kapitel enthält Daten für die Auslegung und Größenabschätzung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung in den Optimierungsoptionen A, B, C, D und Do-KW aus Kapitel 6.3.1.

Die Auslegung und Größenabschätzung der Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung basiert auf dem Kapitel 3.3. Auf Basis der Randbedingungen der thermodynamischen Simulation aus Kapitel 5.2 und der in Kapitel 6.3.1.2 definierten Wärmeübertragergeometrie wird der k-Wert für jeden Wärmeübertrager gemäß dem VDI Wärmeatlas [60] berechnet. Mit dem k-Wert wird mit der Gleichung 3.38 die Wärmeübertragerfläche und mit dem unten definierten Randbedingungen die Abmessungen des Wärmeübertragers berechnet. Die Vorgehensweise der Auslegung ist mittels der in den jeweiligen Tabellen durchnummerierten und unten dargestellten Erläuterungen dokumentiert.

Die Randbedingungen und Ergebnisse der Auslegung der Wärmeübertrager enthalten folgende Tabellen:

- Tabelle 10.32: Optionen A, B und C
- Tabelle 10.33: Option D
- Tabelle 10.34: Option D-o-KW.

Erläuterungen:

1. Die Ein- und Austrittstemperatur und der Volumen- und Massenstrom des Rauchgases sowie der übertragene Wärmestrom sind die Ergebnisse der thermodynamischen Simulationen in Kapitel 6.3.1.3, dargestellt in Abbildung 6.11 bis Abbildung 6.13 und Tabelle 6.22. Da der Rauchgasvolumenstrom temperaturabhängig ist, wird dieses auf das arithmetische Mittel der Rauchgastemperatur bezogen. Der zulässige Druckverlust des Rohrbündels des Wärmeübertragers beträgt 60 % des Druckverlustes des Wärmeübertragers aus Tabelle 6.18 inklusive Ein- und Auslauf, vgl. Kapitel 6.3.1.2.
2. Der arithmetische Temperaturmittelwert wird gemäß dem VDI Wärmeatlas nach [60, S. Gg 2] aus der Ein- und Austrittstemperatur berechnet und dient der Ermittlung der Stoffdaten der an der Wärmeübertragung beteiligten Fluide.
3. Stoffdaten für gasförmige Stoffe werden dem VDI-Wärmeatlas [60] bzw. der PRO II-Datenbank entnommen, Stoffdaten für Wasser – der IAPWS-IF97 Wasserdampf tabel [120].
4. Die Geometrie aller Gas-Flüssig-Wärmeübertrager wird in Kapitel 6.3.1.2 definiert.
5. Die charakteristische Länge hängt von der Geometrie der Wand, an der die Wärmeübertragung stattfindet:

- für quer angeströmtes Körper: 
$$L' = \frac{A}{U} = \frac{\pi d_a l}{2l} = \frac{\pi d_a}{2} \quad 10.4$$

- für Rohrströmung: 
$$L' = d_i \quad 10.5$$

6. Die Fluidgeschwindigkeit steht im Zusammenhang mit dem zulässigen Druckverlust des Fluids im Wärmeübertrager [60, S. Lad 1, Gleichung 1]:

$$\Delta p = \xi \times N_W \times \frac{\rho}{2} \times c_e^2 \quad 10.6$$

wobei die in Gleichung 9.12 eingesetzte Geschwindigkeit im engsten Querschnitt des Wärmeübertragers mit fluchtender Rohranordnung  $c_e$  in die Fluidgeschwindigkeit  $c$  umrechnen lässt:

$$c_e = c \times \frac{s_2 + d_a}{s_2} \quad 10.7$$

Der Druckverlustbeiwert  $\xi$  gilt für Rohrbündel mit der Reihenanzahl über 10, was für die hier berechneten Wärmeübertrager zutrifft, und wird nach [60, S. Lad 2, Gleichungen 2 bis 6] berechnet:

$$\xi = \xi_l + \alpha \xi_t \times \left( 1 - e^{-\left( \frac{\text{Re} + 1000}{2000} \right)} \right) \quad 10.8$$

mit dem laminaren und turbulenten Beiwert  $\xi_l$  und  $\xi_t$

$$\xi_l = \frac{280\pi \left( (b^{0.5} - 0,6)^2 + 0,75 \right)}{(4ab - \pi) a^{1,6} \text{Re}} \quad 10.9$$

$$\xi_t = \frac{\left( 0,22 + 1,2 \frac{\left( 1 - \frac{0,94}{b} \right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right) \times 10^{0,47(b/a) - 1,5} + 0,03(a - 1)(b - 1)}{\text{Re}^{0,1(b/a)}} \quad 10.10$$

7. Die dimensionslosen Kennzahlen (Prandtl, Reynolds und Nusseltzahl) werden wie folgt berechnet:

$$\text{Pr} = \frac{\eta \times c_p}{\lambda} \quad 10.11$$

$$\text{Re} = \frac{c/\Psi \times L' \times \rho}{\eta} \quad 10.12$$

Für quer angeströmtes Rohrbündel gelten folgende Gleichungen zur Berechnung der Nusseltzahl [60, S. Gg 2, Gleichungen 11-13]:

$$Nu_{\text{Bündel}} = \left( 0,3 + \sqrt{Nu_{L',\text{lam}}^2 + Nu_{L',\text{turb}}^2} \right) \times f_a \quad 10.13$$

$$Nu_{L',lam} = 0,664 \times \sqrt[3]{Pr} \times \sqrt{Re_{L',\Psi}} \quad 10.14$$

$$Nu_{L',turb} = \frac{0,037 \times Re_{L',\Psi}^{0,8} \times Pr}{1 + 2,443 \times Re_{L',\Psi}^{-0,1} \times \left( Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad 10.15$$

mit dem Geometriefaktor für die Bündelanordnung [60, S. Gg 2, Gleichung 17]:

$$f_a = 1 + \frac{0,7 \times (b/a - 0,3)}{\Psi^{1,5} \times (b/a + 0,7)^2} \quad 10.16$$

mit  $a = s_1/d_a$ ,  $b = s_2/d_a$  und  $\Psi = 1 - \frac{\pi}{4 \times a}$  bei für  $b \geq 1$  [60, S. Gg 1, Gleichung 9].

Da die Rohrreihenanzahl in den Rohrbündeln größer 10 ist, ist nach [60, S. Gg 3] keine weitere Berücksichtigung der Einlaufeffekte notwendig.

8. Die Wärmeübergangszahl wird nach [60, S. Gg 2, Gleichung 14] berechnet:

$$\alpha = \frac{Nu_{Bündel} \times \lambda}{L'} \quad 10.17$$

9. Die für den Kraftwerksprozess relevanten Foulingswiderstände werden nach dem [14, S. 651] in Verbindung mit [159] wie folgt angenommen:

Tabelle 10.30: Foulingswiderstände für ein Kohlekraftwerk

Stoff	Foulingswiderstand [m <sup>2</sup> /W*K]	Anmerkung / Quelle
Aufbereitetes Kesselspeisewasser	0,09*10 <sup>-3</sup>	[159]
Rauchgas (vor der Entstaubung)	1,76*10 <sup>-3</sup>	[159]
Kreislaufwasser / Kühlwasser	0,18*10 <sup>-3</sup>	[159]
Rauchgas (nach der Entstaubung)	0,88*10 <sup>-3</sup>	Annahme

10. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird auf die Außenoberfläche bezogen und nach [14, S. 650] berechnet:

$$k = \frac{1}{\frac{1 + R_{f,a} \times \alpha_a}{\alpha_a} \times \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2\lambda} \times \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1 + R_{f,i} \times \alpha_i}{\alpha_i}} \quad 10.18$$

Die Wärmeleitfähigkeit in Gleichung 10.18 ist temperaturabhängig. Da die Wärmeübertrager im breiten Temperaturbereich zwischen 89 und 379°C verwendet werden, wird die Wärmeleitfähigkeit auf die jeweilige Anwendungstemperatur wie folgt umgerechnet:

- für Werkstoff 1.0345 (P235GH):

$$\lambda = 58,8 - 3,62 \times 10^{-2} T - 0,27 \times 10^{-5} T^2 \quad 10.19$$

- für Werkstoff 1.0425 (P265GH):

$$\lambda = 52,1 - 1,59 \times 10^{-2} T - 1,86 \times 10^{-5} T^2 \quad 10.20$$

mit

$\lambda$  W/mK Wärmeleitfähigkeit  
 $T$  K Temperatur

Die Gleichungen 10.19 und 10.20 gelten im Bereich von 0 bis 650°C.

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes Alloy 59 wird den Herstellerangaben [54, S. 3] im Temperaturbereich zwischen 100 und 200°C entnommen.

Die Wärmeleitfähigkeit der in den Berechnungen verwendeten Wärmeübertragewerkstoffe ist in Tabelle 10.31 zusammengefasst. Die Angaben zur Wärmeleitfähigkeit bei einer Temperatur von 20°C stammen aus Tabelle 2.14 und dienen der Information. Die relevanten Temperaturen sind jeweilige arithmetische Temperaturmittelwerte gemäß dem VDI Wärmeatlas, vgl. Punkt 2 der Erläuterungen.

Tabelle 10.31: Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe für Wärmeübertrager im relevanten Anwendungstemperaturbereich

Werkstoff	Temperatur [°C]					
	20	112	160	180 / 187	192 / 197	299
P235GH	57	n.r.	n.r.	42	41	n.r.
P265GH	51	n.r.	n.r.	n.r.	n.r.	n.r.
Alloy 59	10,4	n.r.	13	n.r.	n.r.	n.r.
PTFE	0,24	0,24	n.r.	n.r.	n.r.	n.r.

Abkürzung in Tabelle: n.r. – nicht relevant

- Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers im Gegenstrombetrieb wird nach Gleichung 3.41 berechnet.
- Die Mehrzahl der bisher realisierten Anlagen der Rauchgaswärmenutzung ist im Kreuzbetrieb ausgeführt. Bei der Annahme, dass es sich beim Wärmeübertrager um ein Kreuzstromwärmeübertrager mit mindestens zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen handelt, wird der Korrekturfaktor der mittleren Temperatur für Kreuzstrom wird mittels des Diagramms Nr. 36 aus dem VDI Wärmeatlas [60, S. Ca 29] in Höhe von 0,97 ermittelt.



13. Mit dem Korrekturfaktor für den Kreuzstrom wird die mittlere Temperatur für den Kreuzstromwärmeübertrager berechnet:

$$\Delta T_{m, \text{Kreuz}} = f_{LMTD} \times \Delta T_{m, \text{Gegen}} \quad 10.21$$

14. Die Wärmeübertragerfläche wird nach Gleichung 3.38 berechnet.

15. Bei der Abschätzung der Wärmeübertragergröße wird von einer nahezu quadratischen angeströmten Fläche (Breite x Länge des Wärmeübertragers) ausgegangen. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Rohrabmessungen, Reihenabstände und Rohrabstände in der Reihe wird die Tiefe des Wärmeübertragers berechnet.

Auf folgenden Seiten werden die Tabellen 10.32 bis 10.34 dargestellt.

Tabelle 10.32: Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung in den Optionen A, B und C

Parameter	Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager in Optionen						Erläuterung	
			A		B		C			
			A-1-a	B-1	B-2-a	A-1-a	B-1	B-2-a		
Randbedingungen	Eintrittstemperatur	$T_{ein}$	°C	208	379	219	185	379	219	1
	Austrittstemperatur	$T_{aus}$	°C	175	219	175	175	219	175	
	Druck	$p_{RG}$	bar	1						
	Volumenstrom	$\dot{V}_{TM}$	m³/s	501	73	60	430	73	60	
	Massenstrom	$\dot{m}$	kg/s	424	55	55	424	55	55	
	WÜ-Druckverlust	$\Delta p$	mbar	5	10	10	5	10	10	
	übertragener Wärmestrom	$\dot{Q}$	MW <sub>th</sub>	17,14	10,33	2,70	4,55	10,35	2,71	
	Temperatur, arithmetischer Mittelwert	$T_M$	°C	192	299	197	180	299	197	
Stoffdaten	Dichte	$\rho$	kg/m³	0,96	0,77	0,94	0,97	0,78	0,94	3
	dynamische Viskosität	$\eta$	10 <sup>-5</sup> kg/m*s	2,2	2,6	2,2	2,1	2,6	2,2	
	Wärmekapazität	$c_p$	kJ/kg*K	1,09	1,15	1,06	1,08	1,15	1,09	
	Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	W/m*K	0,03	0,04	0,03	0,03	0,04	0,03	
Geometrie	Rohrdurchmesser, innen	$d_i$	mm	29,6	19,0	29,6	29,6	19,0	29,6	4
	Rohrwandstärke	$\Delta d$	mm	1,2	6,5	1,2	1,2	6,5	1,2	
	Rohrdurchmesser, außen	$d_a$	mm	32,0						
	Reihenabstand	$s_1$	mm	72,0						
	Rohrabstand in der Reihe	$s_2$	mm	72,0						

Parameter	Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager in Optionen						Erläuterung	
			A		B		C			
			A-1-a	B-1	B-2-a	A-1-a	B-1	B-2-a		
charakteristische Länge	$L'$	mm	5,0						5	
RG-Geschwindigkeit	$c$	m/s	5,6	4,2	7,0	7,6	4,2	7,0	6	
Prandtlzahl	Pr	---	0,76	0,75	0,76	0,77	0,75	0,76	7	
Reynoldtszahl	Re	$10^3$ ---	18,7	9,7	23,2	26,8	9,6	23,3		
Rohranordnungsfaktor	$f_a$	---	1,323							
Nusseltzahl	$Nu$	---	159	104	183	202	104	184	8	
Wärmeübergangszahl	$\alpha$	---	98	83	115	121	82	115		
Foulingwiderstand	$R_{f, RG}$	---	1,76						9	
	$R_{f, Wasser}$	---	0,18	0,09	0,18	0,18	0,09	0,18		
Wärmedurchgangskoeffizient	$k$	W/m <sup>2</sup> K	76	42	86	90	42	86	10	
LMTD, Gegenstrom	$LMTD_G$	K	32,8	46,0	37,3	21,9	46,0	37,3	11	
Faktor für LMTD	$f_{LMTD}$	---	0,97						12	
LMTD, Kreuzstrom	$LMTD_K$	K	31,8	44,7	36,1	21,2	44,7	36,1	13	
Wärmeübertrager	Fläche	$A_{WÜ}$	$10^3$ m <sup>2</sup>	7,15	5,54	0,88	2,41	5,58	0,88	14
	Breite	$WÜ_{Breite}$	m	9,5	4,2	2,9	7,5	4,2	2,9	
	Höhe	$WÜ_{Höhe}$	m	9,5	4,1	2,9	7,5	4,2	2,9	
	Tiefe	$WÜ_{Höhe}$	m	4,1	16,5	5,3	2,2	16,4	5,3	

Tabelle 10.33: Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung in der Option D

Parameter		Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager				Erläuterung
				A-1-a	B-1	B-2-a	D-2-a	
Randbedingungen	Eintrittstemperatur	$T_{ein}$	°C	185	379	219	155	1
	Austrittstemperatur	$T_{aus}$	°C	175	219	175	89	
	Druck	$p_{RG}$	bar	1				
	Volumenstrom	$\dot{V}_{TM}$	m³/s	430	72	60	215	
	Massenstrom	$\dot{m}$	kg/s	424	55	55	424	
	WÜ-Druckverlust	$\Delta p$	mbar	5	10	10	5	
	übertragener Wärmestrom	$\dot{Q}$	MW <sub>th</sub>	4,56	10,35	2,70	17,0	
	Temperatur, arithmetischer Mittelwert	$T_M$	°C	180	299	197	122	2
Stoffdaten	Dichte	$\rho$	kg/m³	0,97	0,78	0,94	1,15	3
	dynamische Viskosität	$\eta$	10 <sup>-5</sup> kg/m*s	2,1	2,6	2,2	1,9	
	Wärmekapazität	$c_p$	kJ/kg*K	1,09	1,15	1,06	1,08	
	Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	W/m*K	0,03	0,04	0,03	0,03	
Geometrie	Rohrdurchmesser, innen	$d_i$	mm	29,6	19,0	29,6	10	4
	Rohrwandstärke	$\Delta d$	mm	1,2	6,5	1,2	1,0	
	Rohrdurchmesser, außen	$d_a$	mm	32,0			12,0	
	Reihenabstand	$s_1$	mm	72,0			26,0	
	Rohrabstand in der Reihe	$s_2$	mm	72,0			26,0	
charakteristische Länge	$L'$	mm	5,0			1,9	5	
RG-Geschwindigkeit	$c$	m/s	7,6	4,2	7,0	3,6	6	
Prandtlzahl	Pr	---	0,77	0,75	0,76	0,78	7	
Reynoldtszahl	Re	10 <sup>3</sup> ---	26,8	9,7	23,1	6,5		
Rohranordnungsfaktor	$f_a$	---	1,323			1,333		
Nusseltzahl	$Nu$	---	153	105	183	84		
Wärmeübergangszahl	$\alpha$	---	121	83	114	113	8	
Foulingwiderstand	$R_{f, RG}$	---	1,76			0,88	9	
	$R_{f, Wasser}$	---	0,18	0,09	0,18	0,18		

Parameter		Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager				Erläuterung
				A-1-a	B-1	B-2-a	D-2-a	
Wärmedurchgangskoeffizient		$k$	W/m <sup>2</sup> K	89	42	86	59	10
LMTD, Gegenstrom		$LMTD_G$	K	21,9	46,1	37,3	36,5	11
Faktor für LMTD		$f_{LMTD}$	---	0,97				12
LMTD, Kreuzstrom		$LMTD_K$	K	21,2	44,7	36,1	35,4	13
Wärmeübertrager	Fläche	$A_{WU}$	10 <sup>3</sup> m <sup>2</sup>	2,39	5,53	0,88	8,04	14
	Breite	$W\ddot{U}_{Breite}$	m	7,5	4,2	2,9	7,7	15
	Höhe	$W\ddot{U}_{H\ddot{o}he}$	m	7,5	4,1	3,0	7,7	
	Tiefe	$W\ddot{U}_{Tiefe}$	m	2,2	16,6	5,3	2,4	

Tabelle 10.34: Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärmenutzung in der Option D-o-KW

Parameter		Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager					Anmerkung
				A-1-a	B-1	B-2-a	D-1-a	D-2-a	
Randbedingungen	Eintrittstemperatur	$T_{ein}$	°C	199	379	219	180	135	1
	Austrittstemperatur	$T_{aus}$	°C	175	219	175	135	89	
	Druck	$p_{RG}$	bar	1					
	Volumenstrom	$\dot{V}_{T_M}$	m³/s	436	74	60	223	201	
	Massenstrom	$\dot{m}$	kg/s	424	55	55	242	242	
	WÜ-Druckverlust	$\Delta p$	mbar	5	10	10	5	5	
	übertragener Wärmestrom	$\dot{Q}$	MW <sub>th</sub>	10,92	10,3	2,7	4,5	10,35	
	Temperatur, arithmetischer Mittelwert	$T_M$	°C	187	299	197	158	112	2
Stoffdaten	Dichte	$\rho$	kg/m³	0,97	0,78	0,95	1,09	1,21	3
	dynamische Viskosität	$\eta$	10 <sup>-5</sup> kg/m*s	2,2	2,6	2,2	2,0	1,9	
	Wärmekapazität	$c_p$	kJ/kg*K	1,08	1,14	1,08	1,06	1,03	
	Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	W/m*K	0,03	0,04	0,03	0,03	0,02	
Geometrie	Rohrdurchmesser, innen	$d_i$	mm	29,6	19,0	29,6	18,0	10,0	4
	Rohrwandstärke	$\Delta d$	mm	1,2	6,5	1,2	1,0	1,0	
	Rohrdurchmesser, außen	$d_a$	mm	32,0			20,0	12,0	
	Reihenabstand	$s_1$	mm	72,0			45,0	26,0	
	Rohrabstand in der Reihe	$s_2$	mm	72,0			45,0	26,0	
charakteristische Länge	$L'$	mm	5,0			3,1	1,9	5	
RG-Geschwindigkeit	$c$	m/s	6,0	4,2	7,0	5,0	3,7	6	
Prandtlzahl	Pr	---	0,76	0,75	0,76	0,77	0,77	7	
Reynoldtszahl	Re	10 <sup>3</sup> ---	20,5	9,7	23,3	12,6	7,0		
Rohranordnungsfaktor	$f_a$	---	1,323				1,333		
Nusseltzahl	$Nu$	---	169	104	184	124	87		
Wärmeübergangszahl	$\alpha$	---	103	82	114	112	114	8	
Foulingwiderstand	$R_{f, RG}$	---	1,76			0,88		9	
	$R_{f, Wasser}$	---	0,18	0,09	0,18	0,18			

Parameter		Formelzeichen	Einheit	Wärmeübertrager					Anmerkung
				A-1-a	B-1	B-2-a	D-1-a	D-2-a	
Wärmedurchgangskoeffizient		$k$	W/m <sup>2</sup> K	78	42	85	87	60	10
LMTD, Gegenstrom		$LMTD_G$	K	28,8	46,1	37,3	36,4	28,9	11
Faktor für LMTD		$f_{LMTD}$	---	0,97					12
LMTD, Kreuzstrom		$LMTD_K$	K	28,0	44,7	36,1	35,3	28,0	13
Wärmeübertrager	Fläche	$A_{WÜ}$	10 <sup>3</sup> m <sup>2</sup>	4,98	5,66	0,90	3,76	6,94	14
	Breite	$W\ddot{U}_{Breite}$	m	8,6	4,2	2,9	6,7	7,4	15
	Höhe	$W\ddot{U}_{Höhe}$	m	8,5	4,1	3,0	6,7	7,4	
	Tiefe	$W\ddot{U}_{Tiefe}$	m	3,5	16,5	5,3	2,7	2,3	

# 11 Verzeichnisse

## 11.1 Abkürzungen, Formelzeichen und Indizes

### Abkürzungen

16Mo3	Kraftwerksstahl 1.5415
%-ig	prozentig
A	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
Abb.	Abbildung
Abs.	Absatz
AD	Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, hier im Zusammenhang mit AD-Merkblatt zur Berechnung von Druckbehältern
ADECOS	Advanced Development of the Coal-fired Oxyfuel process with CO <sub>2</sub> Separation
AEL	Firmenbezeichnung der AEL Apparatebau GmbH Leisnig
AG	Aktiengesellschaft
Alloy 59	Legierung, Werkstoffbezeichnung 2.4506
AIWaFlon	Eigename des Wärmenutzungsverfahrens der Firma Wallstein Ingenieur GmbH mit korrosionsfesten Wärmeübertragern
Äquiv.	Äquivalent
B	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
Basis	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
BDEW	Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.
BGV	Berufgenossenschaftliche Vorschrift
BImSchG	Bundes-Immissionsschutzgesetz
BImSchV	Bundes-Immissionsschutzverordnung
Bio	Biomasse
BK	Braunkohle
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
BSCF	Materialbezeichnung für Membran aus Ba <sub>0,5</sub> Sr <sub>0,5</sub> Co <sub>0,8</sub> Fe <sub>0,2</sub> O <sub>3-δ</sub>
BUND	Bund für Umwelt und Naturschutz Deutschland e.V.
BWG	Birmingham Wire Gauge, hier: Maßeinheit für Drahtdurchmesser, in- zwischen als Maßeinheit abgelöst
bzw.	beziehungsweise
C	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
ca.	circa
CCS	Carbon Capture and Storage
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
COORETEC	CO <sub>2</sub> -Reduktions-Technologien
D	Deutschland
DE	Deutschland, hier: bei Angaben zur Patentnummer
DeNOX	Anlage zur Stickoxidminderung
D-o-KW	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
DOE	Department of Energy
d.h.	das heißt

E	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
e.V.	eingetragener Verein
E-Filter	Elektrofilter
el.	elektrisch
EnBW	Firmenbezeichnung der EnBW Energie Baden-Württemberg AG
engl.	Englisch, in Englisch
Entschw.	Entschwefelung
EP	Europäisches Patentamt, hier: bei Angaben zur Patentnummer
EUR	Euro
f.	feucht
F und F-2 bis F-5	Optionsbezeichnung der anlageninternen Rauchgaswärmenutzung
Fa.	Firma
FGD	engl.: Flue gas desulfurization
FI	Finnland
FWL	Feuerungswärmeleistung
G	Generator
Gew.-%	Gewichtsprozent
G-FLON-PFA	Handelsname des Werkstoffes Perfluoralkoxy der Firma Babcock Borsig Steinmüller GmbH
ggf.	gegebenenfalls
Gl.	Gleichung
GKM	Großkraftwerk Mannheim
GmbH	Gesellschaft mit begrenzter Haftung
GTL	engl.: Gas to Liquide
GVC	Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen
HD	Hochdruck
HDT	Hochdruckteilturbine
HKWS	Hauptkühlwassersystem
Hrsg.	Herausgeber
IAPWS-IF97	engl.: International Association for the Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997
IBN	Inbetriebnahme
idF	In der Fassung (im Zusammenhang mit Normen und gesetzlichen Vorschriften)
inkl.	inklusive
ISBN	International Standard Book Number
isen.	isentrop
iVm	in Verbindung mit
k.A.	keine Angaben
KW	Kühlwasser
k-Wert	Wärmedurchgangskoeffizient
L/G	Liquid/Gas
Ltd.	engl. Limited' hier: haftungsbeschränkte Kapitalgesellschaft
LuVo	Luftvorwärmer
MAN AG	Firmenbezeichnung der MAN AG, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg
max.	maximal
MDT	Mitteldruckteilturbine
mech.	mechanisch



---

MIEC	engl.: Mixed Ionic Electronic Conductors, Mischleitermembran
Mio.	Million
MPS	Mahlanlage: Mühlen, Pendel, Schüssel
mod.	modifiziert
Mrd.	Milliarde
n.b.	nicht bekannt
n.r.	nicht relevant
Nachverd.	Nachverdichtung
ND	Niederdruck
NDT	Niederdruckteilturbine
NiCr23Mo16Al	Legierung 2.4605
NE	Niederschlagselektrode des Elektrofilters
NETL	National Energy Technology Laboratory
Nr.	Nummer
NRW	Bundesland Nordrhein-Westfalen
Optimierung	Optimierungsoption
OTM	engl.: Oxygen Transport Membrane
Oxy	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk
Oxy-Vac-Jül	Eigenname des in der Forschungszentrum Jülich GmbH entwickelten vakuum- und membranbasierten Konzeptes der Sauerstoffbereitstellung
Oxy-Sweep-Jül	Eigenname des in der Forschungszentrum Jülich GmbH entwickelten Konzeptes der Sauerstoffbereitstellung
p/h	Druck-Enthalpie
P235GH	Kraftwerksstahl 1.0345
P265GH	Kraftwerksstahl 1.0425
pH	latein.: pondus Hydrogenium, hier pH-Wert
P-kalt	Primäroxidans-kalt, Optionsbezeichnung der Modifikation der Rauchgasrückführung
PFA	Perfluoralkoxy
PL	Polen
Powerise	Eigenname des Wärmenutzungsverfahrens der Firma Babcock Borsig Steinmüller GmbH
ppm	parts pro million, 10 <sup>-6</sup>
ppmv	part per million, volumenbezogen
PR	thermodynamisches Modell Peng-Robinson
prim.	primär
PTFE	Polytetrafluorethylen
PTJ	Projekträger Jülich
P-warm	Primäroxidans-warm, Optionsbezeichnung der Modifikation der Rauchgasrückführung
R	Rückstand
RDK	Rheinhafen-Dampfkraftwerk Karlsruhe
Rekuluvo-Plus	Eigenname des Wärmenutzungsverfahrens der Firma Balke Dürr GmbH
RG	Rauchgas
RG 80-8	Serienbezeichnung der Kompressoren der MAN AG
RG-Kondensator	Rauchgaskondensator

RGRF	Rauchgasrückführung
RKW	Referenz-Kraftwerk
S.	Seite
SCR	engl.: selective catalytik reaktion, Verfahren der katalytischen Stick-oxidminderung
sek.	sekundär
Siemens-Oxycoal-AC	Eigenname des von der Siemens AG entwickelten Konzeptes der Sauerstoffbereitstellung
Siemens-Oxycoal-Clean	Eigenname des von der Siemens AG entwickelten Konzeptes der Sauerstoffbereitstellung
SK-35 bis 65	Sauerstoffkühlung, Optimierungsbezeichnung
StK	Steinkohle
S-Kalt	Sekundäroxidans-kalt, Optionsbezeichnung der Modifikation der Rauchgasrückführung
SNCR	selective non-catalytik reaktion, Verfahren der nicht-katalytischen Stick-oxidminderung
SRK	thermodynamische Modell auf Basis der Soave-Redlich-Kwong-Zustandsgleichungen
STC-GV	Typbezeichnung des Getriebeverdichters der Siemens AG
STC-SX	Typbezeichnung des Axialverdichters der Siemens AG
SW	Speisewasser
S-warm	Sekundäroxidans-warm, Optionsbezeichnung der Modifikation der Rauchgasrückführung
TEMA	engl.: Tubular Exchanger Manufacturers` Association
tr.	trocken
Tsd.	Tausend
TÜV	Technischer Überwachungsverein
U	U-förmiges Wärmeübertrager, Haarnadelrohren, Bezeichnung nach TEMA Standards
UBA	Umweltbundesamt
USA	United States of America
USD	United States Dollar
v.	von (im Zusammenhang mit Normen und gesetzlichen Vorschriften)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
Verd.	Verdichtung
Vorverd.	Vorverdichtung
VGB	Vereinigung der Großkesselbesitzer, hier: europäische technische Fachverband für die Strom- und Wärmeerzeugung
vgl.	vergleiche
Vol.-%	Volumenprozent
VW	Vorwärmer
waf	wasser- und aschefrei
WT	Wärmeträger
WÜ	Wärmeübertrager
ZKWS	Zwischenkühlwassersystem
ZSK	Zwischenstufenkühlung
ZuV	Zuteilungsverordnung

## Formelzeichen – lateinische Buchstaben

$a$	---	Verhältnis der Rohrteilung zum Rohrdurchmesser
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$A_t$	EUR	Ausgaben in der Zeitperiode $t$
$AK$	EUR	Anlagenkosten
$b$	---	Anordnungsfaktor der Röhre im Wärmeübertrager
$BZ$	---	Bauzinsen
$BF_{Optimierung}$	EUR/kW <sub>Brutto</sub> je %-Punkt	Bewertungsfaktor einer Optimierung
$C$	---	Konstante
$\bar{c}_p$	J/kgK	mittlere spezifische isobare Wärmekapazität
$Cost_{kWh}$	EUR/kWh <sub>el</sub>	Stromgestehungskosten
$c_X$	mg/Nm <sup>3</sup> ppm	Konzentration des Stoffes X
$d$	m	Durchmesser, Abstand
$D$	m	Durchmesser des Röhrenwärmeübertragers
$E_t$	EUR	Einnahmen in der Zeitperiode $t$
$f$	---	Faktor
$F$	C/Mol	Faraday Konstante: 964853365
$f_b$	---	konstruktiver Korrekturfaktor für das Mantel des Wärmeübertragers
$f_{Bauherren}$	---	Faktor für Bauherreneigenleistung
$f_h$	---	konstruktiver Korrekturfaktor für das hintere Ende des Wärmeübertragers
$f_{H_2O, verdampft}$	kg <sub>H2O</sub> /kg <sub>Kohle</sub>	spezifische Menge des verdampften Wassers
$f_{Kohle/Pr-Luft}$	kg <sub>Kohle</sub> /m <sup>3</sup>	Staubsättigung der Primärluft
$f_{Nebenpositionen}$	---	Faktor für Nebenpositionen
$f_{Pr-Luft}$	m <sup>3</sup> /kg <sub>Kohle</sub>	spezifischer Trägermediumbedarf für den pneumatischen Transportvorgang
$f_t$	---	Korrekturfaktor für Rohranordnung und -teilung der Wärmeübertrager
$f_v$	---	konstruktiver Korrekturfaktoren für das vordere Ende des Wärmeübertragers
$f_{Verlust, Mühle}$	---	Faktor für Wärmeverlust der Kohlemühle
$h$	J/kg	Enthalpie
$H_U$	kJ/kg	Heizwert der rohen Kohle
$i$	---	Kalkulationszinssatz
$I$	EUR	Investitionssumme für eine Optimierung
$Index$	---	CE Plant Cost Index
$j_{O_2}$	Mol/m <sup>2</sup> s	Sauerstofffluss
$k$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmedurchgangskoeffizient

$K$	EUR	Komponentenkosten
$KW_{AI}$	EUR	Kapitalwert der Anlageninvestition
$l$	m	Länge
$L / G$	---	L/G-Verhältnis
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	g/Mol	Molmasse
Merkmal $K_X$	---	Merkmal der Komponente X
$n$	---	Molmenge
$N$	---	Anzahl
$q_{Trocknung}$	J/kg <sub>Kohle</sub>	spezifischer Trocknungsbedarf der Kohle
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$p$	kg/m <sup>2</sup> s	Druck / Partialdruck
$P$	W	Leistung
$R$	J/molK	Universelle Gaskonstante: 8,3144621
$R_{CO_2}$	---	CO <sub>2</sub> -Rückhaltegrad
$R_{Rohr}$	---	Werkstoffkennwert für Rohre
$s$	mm	Wanddicke des Wärmeübertragerrohrs
$t$	s	Zeit
$T$	K	Temperatur
$\Delta T_{\bar{m}}$	K	mittlere logarithmische Temperatur
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom des trockenen Rauchgases im Normzustand
$w$	W	Arbeit
$x$	---	Massenanteil
$y$	---	Molanteil
$z$	---	Anteil der Rohrkosten an den Wärmeübertragerkosten
$Z_{h/a}$	h/Jahr	Anzahl der Volllaststunden in der Zeitperiode
$Z_{X, red.}$	---	Schadstoffumsatz und Schadstoffumsatzgrad des Stoffes X

### Formelzeichen – griechische Buchstaben

$\delta$	kg/ms	dynamische Viskosität
$\Delta$	---	Differenz, Delta
$\varepsilon_{kW/kg_{SOX}}$	W/kg <sub>SOX</sub>	spezifischer Leistungsbedarf der Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung
$\varepsilon_{O_2}$	---	Sauerstoffabtrenngrad
$\varepsilon_{Staub}$	---	Abscheidegrad des Elektrofilters
$\zeta_{O_2, \frac{Ref}{Per}}$	---	Sauerstoffpartialdruckverhältnis auf der Retentatseite der Membran
$\eta$	%	Wirkungsgrad
$\kappa$	---	Isentropenexponent

$\lambda$	---	Luftzahl / globale Oxidanzahl
$\delta_{el}$	$A^2s^3/kg*m^2$	elektronische Leitfähigkeit
$\delta_{ion}$	$A^2s^3/kg*m^2$	ionische Leitfähigkeit
$\chi_{CO_2}$	---	CO <sub>2</sub> -Vermeidungsgrad
$\psi$	---	Stufenverhältnis

## Indizes

<i>I</i>	wärmeabgebender Stoff / Anfangszustand
<i>2</i>	wärmeaufnehmender Stoff / Endzustand
<i>`</i>	flüssige Phase
<i>``</i>	gasförmige / dampfförmige Phase
<i>a</i>	außen
<i>abgetr.</i>	abgetrennt
<i>Absorberumwälzp.</i>	Absorberumwälzpumpen
<i>aus</i>	Austritt / austretender Strom
<i>Basis</i>	Basiskraftwerk
<i>Basisjahr</i>	Basisjahr des Kostindex
<i>BImSchV</i>	Bundes-Immissionsschutzverordnung
<i>BK</i>	Brennkammer
<i>D</i>	Dampf
<i>DE</i>	Dampferzeuger
<i>E-Filter</i>	Elektrofilter
<i>ein</i>	Eintritt / eintretender Strom
<i>el</i>	elektrisch
<i>Entschw., rest</i>	Komponenten der Entschwefelungsanlage: Oxidationsluftbereitstellung, Abwasserbehandlung, Gipsentwässerung
<i>Entschw.-Absorber</i>	Entschwefelungsabsorber
<i>Feed</i>	Feedstrom
<i>FWL</i>	Feuerungswärmeleistung
<i>Ges.</i>	Gesamt
<i>Gr.</i>	großer Betrag
<i>i</i>	innen
<i>i.N.</i>	in Normzustand
<i>Kl.</i>	kleiner Betrag
<i>Kohle, roh</i>	Kohle im rohen Zustand
<i>KW</i>	Kraftwerk
<i>kWh</i>	kWh-spezifisch (bei Werteangaben)
<i>NE</i>	Niederschlagselektrode
<i>Optimierung</i>	Kraftwerk mit Optimierungsoption
<i>Oxy</i>	Oxyfuel-Kraftwerk
<i>Per</i>	Permeat
<i>Pr-Luft</i>	Primärluft

<i>Pr-RGRF</i>	Primär-Rauchgasrückführung
<i>red.</i>	reduziert
<i>Ret</i>	Retentat
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>RKW</i>	Referenz-Kraftwerk
<i>Sek-RGRF</i>	Sekundär-Rauchgasrückführung
<i>sat</i>	Sättigung
<i>spez</i>	spezifisch
<i>T</i>	Temperatur
<i>th</i>	thermisch
<i>tr.</i>	trocken
<i>U</i>	Umgebung
<i>Verd.</i>	Verdichtung
<i>waf</i>	wasser- und aschefrei (Kohle)
<i>wf</i>	wasserfrei (Kohle)
<i>WÜ</i>	Wärmeübertrager
<i>X</i>	Stoff oder Komponente X in Gleichungen
<i>ZKWS</i>	Zwischenkühlwassersystem
<i>ZuW</i>	Zusatzwasser

## 11.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Steinkohledampfkraftwerke in der Umsetzung (Daten aus [11], [12], [13]) .....	8
Tabelle 2.2:	Roh-Rauchgaszusammensetzung des Steinkohlekraftwerkes mit der Staubfeuerung und dem trockenen Ascheabzug .....	11
Tabelle 2.3:	Vor- und Nachteile der verschiedenen Rauchgas-Luft-Wärmeübertrager [14, S. 584-592], [16, S. 147-153], [17, S. 216-220], [24, S. 98-111] .....	13
Tabelle 2.4:	Temperaturgrenzwerte für heißdampfführende Bauteile (erstellt nach [14, S. 17], neue Bezeichnungen für Stähle verwendet) .....	15
Tabelle 2.5:	Emissionsgrenzwerte nach 13. BImSchV in mg/m <sup>3</sup> , gemessen als Tagesmittelwert des BImSchV-konformen Rauchgases.....	18
Tabelle 2.6:	Vor- und Nachteile diverser Anordnungen der katalytischen NO <sub>x</sub> -Minderung .....	20
Tabelle 2.7:	Vor- und Nachteile der kalten und warmen Elektrofilter ([17, S. 312-326], [14, S. 735-744], [33, S. 736-746], [34, S. 89-123]) .....	25
Tabelle 2.8:	Druckverlust und Leistungsbedarf der Entstaubung mittels eines Elektrofilters in Kraftwerken.....	26
Tabelle 2.9:	Sekundärmaßnahmen der Schwefeloxidminderung (Daten aus [17, S. 326-372], [30, S. 65-93], [14, S. 745-758]).....	27
Tabelle 2.10:	Leistungsbedarf der Entschwefelung in Kraftwerken im Kalkstein-Gips-Verfahren .....	29
Tabelle 2.11:	Abwärmen eines kohlebefeierten Dampfkraftwerkes .....	30
Tabelle 2.12:	Verfahren für das Wiederaufheizen des entschwefelten Rauchgases.....	31
Tabelle 2.13:	Infrastruktur und realisierte Anlagen der Rauchgaswärmenutzung.....	33
Tabelle 2.14:	Werkstoffe, deren Anwendung in der Rauchgaswärmenutzung und relevante Eigenschaften .....	34
Tabelle 2.15:	Parameter der in Tabelle 2.9 genannten realisierten Anlagen der Rauchgaswärmenutzung.....	35
Tabelle 2.16:	Prozesse des konventionellen Dampfkraftwerkes und Oxyfuel-Dampfkraftwerkes.....	37
Tabelle 2.17:	Randbedingungen und Anforderungen eines Oxyfuel-Kraftwerkes und deren Auswirkungen auf die Prozesse .....	37

---

Tabelle 2.18:	Parameter und Kriterien für die Kohletrocknung mittels Rauchgases.....	38
Tabelle 2.19:	Zusammenhänge zwischen den Parametern der Feuerung und Rauchgasrückführung .....	40
Tabelle 2.20:	Roh-Rauchgaszusammensetzung nach der Staubfeuerung des konventionellen Steinkohlekraftwerkes und der trockenbraunkohlebefeuerten Vattenfall-Pilotanlage.....	41
Tabelle 2.21:	Sauerstoffbedarf des Oxyfuel-Kraftwerksprozesses für verschiedene Kohlen .....	43
Tabelle 2.22:	Spezifischer Elektrizitätsbedarf der großtechnischen kryogenen Sauerstoffbereitstellung.....	45
Tabelle 2.23:	Merkmale verschiedener Arten der Rauchgasrückführung .....	49
Tabelle 2.24:	CO <sub>2</sub> -Qualitäten für verschiedene Anwendungen.....	51
Tabelle 2.25:	Einfluss der Rauchgasbestandteile auf Prozesse eines Oxyfuel-Kraftwerkes.....	52
Tabelle 2.26:	Betriebsparameter der selektiven katalytischen Entstickung sowie wäschebasierten Hochdruckentstickung .....	55
Tabelle 2.27:	Vergleich der Kalkstein-Gips-Entschwefelungsverfahren im Kraftwerk nach dem Stand der Technik mit dem Oxyfuel-Kraftwerk .....	58
Tabelle 2.28:	Vor- und Nachteile der Optionen der Wasserdampfentfernung aus dem Rauchgas der Oxyfuel-Feuerung .....	59
Tabelle 2.29:	Vor- und Nachteile der Kondensatoren des Oxyfuel-Rauchgases.....	60
Tabelle 2.30:	Adsorbens zur Lufttrocknung (Daten aus [35, S. 700-704]) .....	61
Tabelle 2.31:	Vor- und Nachteile der Verfahren der Fremdgasabtrennung aus dem Oxyfuel-Rauchgas .....	63
Tabelle 2.32:	Kennzahlen der kryogenen Fremdgasabtrennung aus dem Oxyfuel-Rauchgas .....	64
Tabelle 2.33:	Thermodynamische Zustandsgrößen von Kohlendioxid (nach [35, S. 239]).....	65
Tabelle 2.34:	Vor- und Nachteile der Optionen der CO <sub>2</sub> -Verdichtung.....	66
Tabelle 2.35:	Quellen der Verunreinigungen des CO <sub>2</sub> -Produktstromes.....	67
Tabelle 2.36:	Anforderungen an den Membranprozess zur Sauerstoffbereitstellung seitens des Oxyfuel-Kraftwerkes.....	72



Tabelle 2.37:	Eignungsbewertung von Membranen zur Sauerstoffbereitstellung für ein Oxyfuel-Kraftwerk.....	73
Tabelle 2.38:	Anmeldungsdaten der Patentschriften .....	76
Tabelle 2.39:	Merkmale der membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerke .....	77
Tabelle 2.40:	Vor- und Nachteile der membranbasierten Konzepte der Sauerstoffbereitstellung für Oxyfuel-Kraftwerk .....	78
Tabelle 3.1:	Methodische Definitionen .....	81
Tabelle 3.2:	Prozesse, Teilprozesse und simulierte Module der Kraftwerkssysteme .....	83
Tabelle 3.3:	In dieser Arbeit verwendete Simulationssoftware.....	84
Tabelle 3.4:	Teilprozesse der Rauchgasreinigung und der Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases mit den berücksichtigten Parametern und Vorgängen .....	101
Tabelle 3.5:	Kraftwerkskomponenten, Komponentenmerkmale und Berechnungsgrundlage .....	103
Tabelle 3.6:	Definitionen der Kostenabschätzung.....	105
Tabelle 3.7:	Grundlage für Kostenermittlung der Komponenten .....	110
Tabelle 3.8:	Die in dieser Arbeit verwendeten CE Plant Cost Indizes.....	111
Tabelle 4.1:	Umgebungsbedingungen .....	117
Tabelle 4.2:	Zusammensetzung der trockenen und feuchten Verbrennungsluft .....	117
Tabelle 4.3:	Elementarzusammensetzung und Parameter der Kohle „KleinKopje“ .....	118
Tabelle 4.4:	Prozesse und Merkmale des Referenz-Kraftwerkes .....	119
Tabelle 4.5:	Teilprozesse und Module der Feuerung des Referenz-Kraftwerkes.....	121
Tabelle 4.6:	Auslegungsparameter der Feuerung des Referenz-Kraftwerkes .....	123
Tabelle 4.7:	Zusammensetzung der Asche.....	124
Tabelle 4.8:	Teilprozesse und Module der Luftbereitstellung des Referenz-Kraftwerkes.....	125
Tabelle 4.9:	Auslegungsparameter der Luftvorwärmung des Referenz-Kraftwerkes.....	127
Tabelle 4.10:	Auslegungsparameter der Primär- und Sekundärluftgebläse des Referenz-Kraftwerkes.....	127

---

Tabelle 4.11:	Teilprozesse und Module des Wasser-Dampf-Kreislaufes des Referenz-Kraftwerkes.....	128
Tabelle 4.12:	Dampf-, Speisewasser- und Kondensatparameter des Referenz-Kraftwerkes.....	129
Tabelle 4.13:	Auslegungsparameter der Pumpen, Turbinen und Vorwärmer des Referenz-Kraftwerkes.....	130
Tabelle 4.14:	Teilprozesse und Module der Kühlung des Referenz-Kraftwerkes.....	132
Tabelle 4.15:	Module und Auslegungsparameter des Kühlsystems des Referenz-Kraftwerkes.....	133
Tabelle 4.16:	Teilprozesse und Module der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes.....	135
Tabelle 4.17:	Spezifikation der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes .....	135
Tabelle 4.18:	Aufschlüsselung des Leistungsbedarfes der Entschwefelungsanlage des Referenz-Kraftwerkes .....	139
Tabelle 4.19:	Auslegungsparameter des Rauchgasgebläses des Referenz-Kraftwerkes.....	139
Tabelle 4.20:	Auslegungsparameter der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes.....	140
Tabelle 4.21:	Energetische Parameter des Referenz-Kraftwerkes .....	141
Tabelle 4.22:	Rauchgasparameter des Referenz-Kraftwerkes .....	143
Tabelle 5.1:	Vergleich der Merkmale des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	146
Tabelle 5.2:	Auslegungsparameter der Feuerung des Oxyfuel-Kraftwerkes.....	149
Tabelle 5.3:	Teilprozesse und Module der Oxidansbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	151
Tabelle 5.4:	Anforderungen an Vakuumsauger des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes .....	152
Tabelle 5.5:	Auslegungsparameter der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	155
Tabelle 5.6:	Auslegungsparameter der Vorwärmer der Rauchgasrückführung.....	158
Tabelle 5.7:	Auslegungsparameter der Primär- und Sekundäroxidansgebläse des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	159
Tabelle 5.8:	Auslegungsparameter des Kühlsystems des Oxyfuel-Kraftwerkes.....	162

Tabelle 5.9:	Wasserdampf- und Säuretaupunkte der Rauchgase des Referenz-Kraftwerkes und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach Dampferzeuger.....	163
Tabelle 5.10:	Teilprozesse und Module der Reinigung und Kondensation des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes .....	165
Tabelle 5.11:	Rauchgaszusammensetzung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes nach Dampferzeuger sowie Emissionszielwerte nach Rauchgasreinigungsprozessen, trockenes Rauchgas .....	165
Tabelle 5.12:	Parameter des Entstaubungsprozesses des Referenz- und Oxyfuel-Basiskraftwerkes (Betriebspunkt: Sauerstoffabtrenngrad 60 %).....	167
Tabelle 5.13:	Betriebsparameter der Entschwefelung und der Umwälzpumpen des Referenz-Kraftwerkes und Oxyfuel-Basiskraftwerkes (Betriebspunkt: Sauerstoffabtrenngrad 60 %).....	169
Tabelle 5.14:	Auslegungsparameter der Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes.....	172
Tabelle 5.15:	Auslegungsparameter von Gebläsen der Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases.....	173
Tabelle 5.16:	Teilprozesse und Module der CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -Verdichtung des Oxyfuel-Kraftwerkes.....	175
Tabelle 5.17:	Auslegungsparameter der Vor- und Nachverdichtung des Oxyfuel-Kraftwerkes .....	176
Tabelle 5.18:	Betriebsparameter der Entstickung des Referenz-Kraftwerkes und Oxyfuel-Basiskraftwerkes .....	177
Tabelle 5.19:	Auslegungsparameter der CO <sub>2</sub> -Nachreinigung des Oxyfuel-Kraftwerkes.....	178
Tabelle 5.20:	Rauchgasparameter des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes und des Referenz-Kraftwerkes ohne CO <sub>2</sub> -Abtrennung.....	184
Tabelle 5.21:	CO <sub>2</sub> -Bilanz des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes beim Sauerstoffabtrenngrad 60%.....	186
Tabelle 5.22:	Äquivalenter Eigenbedarf des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes in MW <sub>el</sub> sowie relative Veränderung.....	188
Tabelle 6.1:	Struktur der Optimierungen des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	193
Tabelle 6.2:	Auslegungsparameter des Vakuumsaugers des Basiskraftwerkes und des mehrstufigen Vakuumsaugers.....	196

---

Tabelle 6.3:	Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der Optionen mit der mehrstufigen Verdichtung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	200
Tabelle 6.4:	Auslegungsparameter des Sauerstoffkühlers.....	202
Tabelle 6.5:	Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der Optionen mit der Sauerstoffkühlung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	204
Tabelle 6.6:	Struktur der Modifikation der Rauchgasrückführung der Oxyfuel-Kraftwerke .....	205
Tabelle 6.7:	H <sub>2</sub> O- und SO <sub>3</sub> -Konzentration sowie Säuretaupunkt der Rauchgase nach dem Dampferzeuger des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung.....	207
Tabelle 6.8:	Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung .....	209
Tabelle 6.9:	Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	212
Tabelle 6.10:	Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung.....	215
Tabelle 6.11:	Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	217
Tabelle 6.12:	H <sub>2</sub> O- und SO <sub>3</sub> -Konzentration sowie Säuretaupunkt der Rauchgase des Basiskraftwerkes sowie mit der kalten und warmen entstaubten Primär- und Sekundärrauchgasrückführung.....	218
Tabelle 6.13:	Auslegungsparameter der betroffenen Module des Basiskraftwerkes und der Optimierung mit der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgas-rückführung.....	219
Tabelle 6.14:	Bauaufwand der ausgewählten Kraftwerkskomponenten der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	221
Tabelle 6.15:	Art der Abwärmenutzung und Positionen der Wärmeauskoppelung im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk .....	222
Tabelle 6.16:	Struktur der untersuchten Abwärmenutzung des Oxy-Vac-Jül Basiskraftwerkes .....	225

Tabelle 6.17:	Säuretaupunkte der Rauchgase des Basiskraftwerkes und der Optionen mit der Rauchgaswärmenutzung .....	231
Tabelle 6.18:	Auslegungsparameter der Rauchgaswärmenutzung für die thermodynamische Berechnung der Kraftwerkssysteme .....	233
Tabelle 6.19:	Einsatzbedingungen, Werkstoffe und Geometrien der Wärmeübertrager der Rauchgaswärmenutzung .....	235
Tabelle 6.20:	Positionen der Wärmeauskoppelung im Zusammenhang mit dem Kühlbedarf des Rauchgases .....	236
Tabelle 6.21:	Mehr- (positive Zahl) und Minderbedarf (negative Zahl) der Gebläse im Rauchgaskanal und der Entschwefelungspumpen bei der Rauchgaswärmenutzung im Vergleich zum Basiskraftwerk (Zahlen in $kW_{el}$ ).....	237
Tabelle 6.22:	Übertragene Wärmeströme in jedem Wärmeübertrager aller Optionen der Rauchgaswärmenutzung in $MW_{th}$ .....	238
Tabelle 6.23:	Potentielle und tatsächliche Rauchgaswärmenutzung sowie deren Auswirkungen auf den Kraftwerksprozess .....	239
Tabelle 6.24:	Bauaufwand der Rauchgaswärmenutzung und der ausgewählten Kraftwerkskomponenten im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	240
Tabelle 6.25:	Untersuchte Optionen der Sauerstoffwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk aus einer und mehreren Zwischenstufenkühlungen .....	242
Tabelle 6.26:	Auslegungsparameter der Sauerstoffwärmenutzung .....	244
Tabelle 6.27:	Bauaufwand der Sauerstoffwärmenutzung und der ausgewählten Kraftwerkskomponenten im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	247
Tabelle 6.28:	Auslegungsparameter der Kohlendioxidwärmenutzung .....	250
Tabelle 6.29:	Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk mit und ohne Kohlendioxidwärmenutzung .....	251
Tabelle 6.30:	Bauaufwand der Kohlendioxidwärmenutzung im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	252
Tabelle 6.31:	Nettowirkungsgradänderung und Bauaufwand ausgewählter Komponenten im Vergleich zum Basiskraftwerk .....	254
Tabelle 7.1:	Kosten der Hauptkomponenten des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes sowie der ausgewählten Optimierungen .....	255
Tabelle 7.2:	Anlagenkosten und Anlagenkostendifferenz des Basiskraftwerkes und der Optimierungsoptionen .....	260
Tabelle 8.1:	Randbedingungen der Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der Optimierungen .....	265

---

Tabelle 10.1:	Ermittlung des Wasserdampfdruckes in feuchter Verbrennungsluft .....	273
Tabelle 10.2:	Stoffwerte der Luft und der typischen Kraftwerksrauchgase bei 1 bar .....	275
Tabelle 10.3:	Zusammensetzung der feuchten Luft sowie der Rauchgase des konventionellen steinkohlebefeuerten Kraftwerkes und Oxyfuel-Kraftwerkes in Vol.-% .....	275
Tabelle 10.4:	Auslegungsparameter für die Berechnung des Wärmebedarfes der Kohletrocknung im Referenz-Kraftwerk, Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk und in den Optimierungen durch die Modifikation der Rauchgasrückführung .....	276
Tabelle 10.5:	Eigenbedarf des Referenz- und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes, modulweise, in $kW_{el}$ .....	278
Tabelle 10.6:	Tabellenstruktur für die Auslegung und Größenabschätzung der Kraftwerkskomponenten.....	279
Tabelle 10.7:	Rauchgas-Oxidansvorwärmer beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung und bei der Sauerstoffwärmenutzung.....	280
Tabelle 10.8:	Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger .....	281
Tabelle 10.9:	Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Modifikationen der Rauchgasrückführung .....	281
Tabelle 10.10:	Rauchgas-Oxidansvorwärmer bei der Rauchgaswärmenutzung .....	282
Tabelle 10.11:	Primär-Sekundär-Oxidans-Wärmeübertragers bei der Rauchgaswärmenutzung (WÜ-PS-RG).....	282
Tabelle 10.12:	Zwischenstufenkühler beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung.....	283
Tabelle 10.13:	Zwischenstufenkühler bei der Sauerstoffkühlung vor dem Vakuumsauger .....	283
Tabelle 10.14:	Zwischenstufenkühler bei der Sauerstoffwärmenutzung.....	284
Tabelle 10.15:	Nachkühler bei der Sauerstoffwärmenutzung .....	284
Tabelle 10.16:	Sauerstoffkühler vor dem Vakuumsauger bei der Option Sauerstoffkühlung.....	285
Tabelle 10.17:	Mühlenoxidans-Speisewasservorwärmer bei der Modifikation der Rauchgasrückführung .....	285
Tabelle 10.18:	Zwischenstufenkühler des $CO_2$ -Verdichters des Basiskraftwerkes und bei der Kohlendioxidwärmenutzung .....	286

---

Tabelle 10.19:	Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlags- elektrode des Elektrofilters beim mehrstufigen Vakuumsauger und bei der Sauerstoffwärmenutzung.....	287
Tabelle 10.20:	Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlags- elektrode des Elektrofilters bei der Modifikation der Rauchgasrückführung .....	287
Tabelle 10.21:	Leistungsbedarf, Druckverlust und Fläche der Niederschlags- elektrode des Elektrofilters bei der Rauchgaswärmenutzung .....	288
Tabelle 10.22:	Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurch- messer bei dem mehrstufigen gekühlten Verdichter und der Sauerstoffwärmenutzung.....	288
Tabelle 10.23:	Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurch- messer bei der Modifikation der Rauchgasrückführung .....	289
Tabelle 10.24:	Leistungsbedarf der Entschwefelung und der Absorberdurch- messer bei der Rauchgaswärmenutzung.....	289
Tabelle 10.25:	Durchmesser des Rauchgaskondensators beim mehrstufigen Vakuumsauger mit der Zwischenkühlung und bei der Sauerstoffwärmenutzung.....	290
Tabelle 10.26:	Durchmesser des Rauchgaskondensators bei der Modifikation der Rauchgasrückführung .....	290
Tabelle 10.27:	Durchmesser des Rauchgaskondensators bei der Rauchgas- wärmenutzung .....	290
Tabelle 10.28:	Druckverlust der Module und Druckerhöhung der Primär- und Sekundäroxidans- sowie Entschwefelungsgebläse des Basis- kraftwerkes und der Optimierungen .....	291
Tabelle 10.29:	Wandstärken der Wärmeübertragerrohre.....	293
Tabelle 10.30:	Foulingwiderstände für ein Kohlekraftwerk.....	296
Tabelle 10.31:	Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe für Wärmeübertrager im relevanten Anwendungstemperaturbereich.....	297
Tabelle 10.32:	Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärme- nutzung in den Optionen A, B und C .....	298
Tabelle 10.33:	Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärme- nutzung in der Option D.....	300
Tabelle 10.34:	Auslegung der Wärmeübertrager für die Rauchgaswärme- nutzung in der Option D-o-KW .....	302

## 11.3 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	CO <sub>2</sub> -Emissionen in Atmosphäre 2007 und 2030 (Zahlen berechnet aus World Energy Outlook 2009) .....	1
Abbildung 1.2:	Energieumwandlungsprozesse mit CO <sub>2</sub> -Abtrennung .....	3
Abbildung 1.3:	Ablauf dieser Arbeit und Optimierungsstruktur .....	5
Abbildung 2.1:	Fossil befeuetes Dampfkraftwerk (vereinfacht) .....	7
Abbildung 2.2:	Sekundärmaßnahme der Stickoxidminderung (Aufstellung nach [29, S. 976-977] .....	19
Abbildung 2.3:	Anordnung der katalytischen NO <sub>x</sub> -Minderung im Rauchgas-kanal .....	20
Abbildung 2.4:	Sekundärmaßnahmen der Staubminderung (erstellt nach [32, S. F6 - F41]) .....	22
Abbildung 2.5:	Elektrischer Widerstand und Durchschlagsfestigkeit des Staubes in Abhängigkeit von der Temperatur und vom Taupunkt des Rauchgases (Daten für den Widerstand und die Durchschlagsfestigkeit aus [33, S. 739-740]) .....	24
Abbildung 2.6:	Zusammenhang zwischen dem Entschwefelungsgrad und dem L/G-Verhältnis für das konventionelle Kraftwerk (Daten aus [14, S. 754]) .....	29
Abbildung 2.7:	Fossil befeuetes Oxyfuel-Dampfkraftwerk (vereinfacht) .....	36
Abbildung 2.8:	Klassifikation der Rauchgasrückführung im Oxyfuel-Kraftwerk .....	47
Abbildung 2.9:	Arten der Rauchgasrückführung im Oxyfuel-Kraftwerk .....	48
Abbildung 2.10:	Strategie der Entfernung der Rauchgaskomponenten aus dem Rauchgas eines Oxyfuel-Kraftwerkes .....	51
Abbildung 2.11:	Konzepte der Rauchgasreinigung im Oxyfuel-Kraftwerk .....	53
Abbildung 2.12:	Nasse Entschwefelung mit dem Kalkstein-Gips-Verfahren im Kraftwerk nach dem Stand der Technik und im Oxyfuel-Kraftwerk .....	57
Abbildung 2.13:	Optionen der Wasserdampfentfernung im Oxyfuel-Kraftwerk .....	58
Abbildung 2.14:	Optionen der Fremdgasabtrennung im Oxyfuel-Kraftwerk .....	62
Abbildung 2.15:	Säuretaupunkt in Abhängigkeit der H <sub>2</sub> O- und H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> -Partialdrücke, berechnet nach Gleichung 2.9 im deren Geltungsbereich, Angaben zum Wasserdampftaupunkt aus IAPWS-97-Wasserdampftafel .....	71



Abbildung 2.16: Klassifizierung von Membranen nach Herkunft und Werkstoffen ([104, S. 20], angepasst) .....	73
Abbildung 2.17: Funktionsprinzip der sauerstoffleitenden Hochtemperaturmembran .....	75
Abbildung 2.18: Kombinationen der Triebkrafterzeugung und der Wärmebereitstellung .....	76
Abbildung 3.1: Modul eines Kraftwerkssystems .....	85
Abbildung 3.2: Modellierung der Mahltrocknung mit Staubförderung .....	86
Abbildung 3.3: Modellierung der Brennkammer .....	88
Abbildung 3.4: Modellierung der Verbrennungsräume des Referenz- und Oxyfuel-Kraftwerkes .....	90
Abbildung 3.5: Modellierung der Sauerstoffmembran .....	92
Abbildung 3.6: Modellierung der Wärmeübertragung .....	94
Abbildung 3.7: Modellierung der Oberflächenwärmeübertrager .....	96
Abbildung 3.8: Modellierung des Direktgaskühlers und Gasmischkondensators .....	97
Abbildung 3.9: Modellierung des Regenerativ-Wärmeübertragers .....	98
Abbildung 3.10: Modellierung der Rauchgasreinigung .....	99
Abbildung 3.11: Kostenmodell dieser Arbeit .....	106
Abbildung 4.1: Ablaufstruktur des Referenz-Kraftwerkes .....	120
Abbildung 4.2: Ablaufstruktur des Kühlsystems des Referenz-Kraftwerkes .....	131
Abbildung 4.3: Ablaufstruktur der Rauchgasreinigung des Referenz-Kraftwerkes .....	134
Abbildung 4.4: Eigenbedarf des Referenz-Kraftwerkes nach (Teil-) Prozessen .....	142
Abbildung 5.1: Ablaufstruktur des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	147
Abbildung 5.2: Ablaufstruktur des Kühlsystems des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	160
Abbildung 5.3: Ablaufstruktur der Reinigung des CO <sub>2</sub> -reichen Rauchgases des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes .....	163
Abbildung 5.4: Ablaufstruktur der CO <sub>2</sub> -Nachreinigung und -Verdichtung .....	174
Abbildung 5.5: Brutto- und Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O <sub>2</sub> -Abtrenngrad .....	179

---

Abbildung 5.6:	Vergleich des elektrischen Eigenbedarfes des Referenz-Kraftwerkes und Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O <sub>2</sub> -Abtrenngrad.....	180
Abbildung 5.7:	(Äquivalenter) Elektrizitätsbedarf der Sauerstoffbereitstellung im Oxy-Vac-Jül-Konzept in Abhängigkeit vom O <sub>2</sub> -Abtrenngrad .....	181
Abbildung 5.8:	Energetischer Vergleich der kryogenen und membran- und vakuumbasierten Sauerstoffbereitstellung .....	182
Abbildung 5.9:	Frischlufmassenstrom und Vakuumniveau der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerkes in Abhängigkeit vom O <sub>2</sub> -Abtrenngrad .....	183
Abbildung 6.1:	Ablaufstruktur der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit mehrstufigem Vakuumsauger.....	195
Abbildung 6.2:	Leistungsbedarf der isothermen und realen Verdichtung der Sauerstoffbereitstellung im zwei- und mehrstufigen Vakuumsauger sowie die durchschnittliche Sauerstoffaustrittstemperatur nach Verdichterstufen .....	198
Abbildung 6.3:	Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Anzahl der Zwischenstufenkühlungen .....	199
Abbildung 6.4:	Ablaufstruktur der Sauerstoffbereitstellung des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit einem Sauerstoffkühler.....	201
Abbildung 6.5:	Verdichterarbeit der Sauerstoffbereitstellung und der Nettowirkungsgrad des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Temperatur nach dem Sauerstoffkühler sowie des Basiskraftwerkes .....	203
Abbildung 6.6:	Ablaufstruktur des Basiskraftwerkes (a), der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung (b), warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung (c) sowie warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung (d).....	206
Abbildung 6.7:	Leistungsgewinn des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse und Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der kalten entstaubten Primär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk.....	211
Abbildung 6.8:	Leistungsverlust des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse und Komponenten sowie Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der warmen entstaubten Sekundär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk .....	216

Abbildung 6.9: Leistungsgewinn des Wasser-Dampf-Kreislaufes, Eigenbedarf einzelner Teilprozesse sowie Nettoleistungsgewinn des Oxy-Vac-Jül-Kraftwerkes mit der warmen entstaubten Primär- und Sekundär-Rauchgasrückführung gegenüber dem Basiskraftwerk.....	220
Abbildung 6.10: Potential der Wärmeaus- und -einkoppelung im Oxy-Vac-Jül-Basiskraftwerk.....	223
Abbildung 6.11: Optionen A und B der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk.....	227
Abbildung 6.12: Option C der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk.....	228
Abbildung 6.13: Optionen D und D-o-KW der Rauchgaswärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk.....	230
Abbildung 6.14: Netto- und Bruttowirkungsgrad der Oxy-Vac-Jül-Kraftwerke mit und ohne Rauchgaswärmenutzung.....	237
Abbildung 6.15: Option F der Sauerstoffwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk.....	241
Abbildung 6.16: Nettowirkungsgrad der Oxy-Vac-Jül-Kraftwerke mit und ohne Sauerstoffwärmenutzung.....	245
Abbildung 6.17: Potentiell und tatsächlich nutzbarer Wärmestrom aus Sauerstoffverdichtung.....	246
Abbildung 6.18: Option G der Kohlendioxidwärmenutzung im Oxy-Vac-Jül-Kraftwerk.....	248
Abbildung 8.1: Wirkungsgradgewinn in Abhängigkeit von der Kostendifferenz der Optimierungsoptionen gegenüber dem Basiskraftwerk.....	261
Abbildung 8.2: Bewertungsfaktoren der Optimierungsoptionen.....	263
Abbildung 8.3: Stromgestehungskosten der Optimierungsoptionen auf der Grundlage des Basiskraftwerkes.....	266

## 11.4 Literaturverzeichnis

- [1] International Energy Agency (Hrsg.): World Energy Outlook 2009. Paris: Lesclure Theol, 2009. - ISBN 978-92-64-06130-9
- [2] ZuV 2012 v. 13.08.2007 (idF v. 21.07.2011) - Verordnung über die Zuteilung von Treibhausgasemissionsberechtigungen in der Zuteilungsperiode 2008 bis 2012 (Zuteilungsverordnung 2012)
- [3] Beysel, Gerhard: Enhanced Cryogenic Air Separation. A proven Process applied to Oxyfuel. In: 1<sup>st</sup> Oxyfuel Combustion Conference. Cottbus, 08.09.2009. - Vortragsfolien
- [4] Kather, Alfons: Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung beim Oxyfuel-Prozess und Lastflexibilität. In: COORETEC-Workshop Oxyfuel AG 4. Berlin, 28.01.2011. - Vortragsfolien
- [5] Göttlicher, Gerold: Energetik der Kohlendioxidrückhaltung in Kraftwerken. Forschungsbericht VDI, Reihe 6, 421. Düsseldorf: VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 1999. - ISBN 3-18-342106-2, Dissertation, Universität Essen, 1999
- [6] Kather, Alfons; Pfaff, Imo: Vergleich der in COORETEC verfolgten Kraftwerksprozesse unter einheitlichen realitätsnahen Randbedingungen. Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik, 28.03.2011. - Abschlussbericht, Förderkennzeichen: PTJ/BMWi/0327742
- [7] Stadler, Hannes; Beggel, Franz; Habermehl, Martin; Persigehl, Bernhard; Kneer, Reinhold; Modigell, Michael; Jeschke, Peter: Oxyfuel coal combustion by efficient integration of oxygen transport membranes. In: International Journal of Greenhouse Gas Control 5 (2011), Nr. 1, S. 7-15
- [8] Baehr, Hans-Dieter: Thermodynamik. 9. Auflage. Berlin: Springer, 1996. - ISBN 3-540-60157-0
- [9] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie - BMWi - (Hrsg.): Stromerzeugungskapazitäten, Bruttostromerzeugung und Bruttostromverbrauch nach Energieträgern in Deutschland. 20.08.2013. - Tabelle
- [10] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. - BDEW - (Hrsg.): Auswertung der BDEW Kraftwerksliste - Anlagen ab 20 MW Leistung. 08.04.2013. - Pressemitteilung
- [11] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. - BDEW - (Hrsg.): Kraftwerksliste - Anlagen ab 20 MW Leistung. 15.05.2013. - Pressemitteilung
- [12] Bund für Umwelt und Naturschutz Deutschland e.V. - BUND - (Hrsg.): Geplante und im Bau befindliche Kohlekraftwerke. 25.04.2013. - Pressemitteilung

- [13] Cziesla, Frank; Hencke, Ernst-Günter; Kather, Alfons; Keller, Dietmar; Rukes, Bert: Fossil befeuerte Großkraftwerke in Deutschland - Stand, Tendenzen, Schlussfolgerungen. Düsseldorf: VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., Gesellschaft Energie und Umwelt, Fachbereich Energiewandlung und -anwendung, 12.2013. - Statusreport 2013
- [14] Effenberger, Helmut: Dampferzeugung. Berlin: Springer, 2000. - ISBN 3-540-64175-0
- [15] 13. BImSchV v. 02.05.2013 - Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungs-, Gasturbinen- und Verbrennungsmotoranlagen)
- [16] Strauß, Karl: Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen. Berlin: Springer, 2006. - ISBN 10-3-540-29666-2
- [17] Bohn, Thomas (Hrsg.): Handbuchreihe Energie. Band 6: Fossil beheizte Dampfkraftwerke. Gräfelting, Köln: Technischer Verlag Resch; Verlag TÜV Rheinland, 1986. - ISBN 3-88585-249-7
- [18] Beitz, Wolfgang; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.): Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage. Berlin: Springer, 2001. - ISBN 978-3-540-67777-2
- [19] VGB PowerTech e.V. (Hrsg.): Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen (RKW NRW). Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, 02.2004. - Förderkennzeichen 85.65.69 - T-138
- [20] Röder, A.; Bauer, C.; R., Dones: Kohle. Dübendorf: Paul Scherrer Institut Villigen, Swiss Centre for Life Cycle Inventories, 2004. - Final report ecoinvent 2000 6-VI
- [21] BImSchG v. 15.03.1974 (idF v. 17.05.2013) - Gesetz zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge (Bundes-Immissionsschutzgesetz)
- [22] Specht, E.: Verbrennungstechnik. Magdeburg. - Vorlesungsskript der Universität Magdeburg, Lehrstuhl Thermodynamik und Verbrennung
- [23] Lehmann, Heinz: Handbuch der Dampferzeugerpraxis. Grundlagen und Betrieb. München: Resch-Media Mail, 1994. - ISBN 3-87806-117-X
- [24] Geissler, Th.: Luftherhitzerbauarten. Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik. 2. Ausgabe. Essen: Vulkan, 1972, S. 98-111
- [25] Bohn, Thomas (Hrsg.): Handbuchreihe Energie. Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken. Band 5. Gräfelting, Köln: Technischer Verlag Resch; Verlag TÜV Rheinland, 1985. - ISBN 3-87806-085-8
- [26] Weber, Christian (EnBW Energie Baden-Württemberg AG): Technische Möglichkeiten der verbesserten Rauchgasreinigung. 10.11.2010. - Persönliche Mitteilung an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)

- [27] Spliethof, Harmut: Power Generation from Solid Fuels. Berlin: Springer, 2010. - ISBN 978-3-642-02856-4
- [28] Wahl, D.-J.; Rogge, F: Sekundäre Verfahren zur Entstickung der Rauchgase von Steinkohlestaub-Feuerungen. In: Technische Vereinigung der Grosskraftwerksbetreiber (Hrsg.): Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik. 6. Ausgabe. Essen: Vulkan-Verlag, 1989, S. 974-1002
- [29] Umweltbundesamt - UBA - (Hrsg.): Merkblatt über beste verfügbare Techniken für Großfeuerungsanlagen. Dessau: Umweltbundesamt, 07.2006
- [30] STEAG AG (Hrsg.): Strom aus Steinkohle: Stand der Kraftwerkstechnik. Berlin: Springer, 1988. - ISBN 3-540-50134-7
- [31] Görner, Klaus; Hübner, Kurt (Hrsg.): Gasreinigung und Luftreinhaltung. Berlin: Springer, 2002. - ISBN 3-540-420006-1
- [32] Brandt, J.; Heer, H.; Kisters, Th.; Matten, J.; Schrade, H. C.; Wolf, R.: Feststoffabscheidung aus Rauchgasen in der Heiß- und Kaltphase. In: Technische Vereinigung der Grosskraftwerksbetreiber (Hrsg.): Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik. 4. Ausgabe. Essen: Vulkan, 1980, S. 736-746. - ISBN 3-802-724984
- [33] Bauer, Heinz (Hrsg.): Handbuch des Umweltschutzes und der Umweltschutztechnik. Additiver Umweltschutz: Behandlung von Abluft und Abgasen. 3. Auflage. Berlin: Springer, 1996. - ISBN 978-3-642-61397-5
- [34] Hirschberg, Hans Günter: Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau: Chemie, Technik, Wirtschaftlichkeit. Berlin: Springer, 1999. - ISBN 3-540-60623-8
- [35] Lerche, Jochen: Hocheffiziente Staubabscheidung - Voraussetzung für eine ungestörte CO<sub>2</sub>-Wäsche. In: Kraftwerkskomponenten 2010 - Capture Ready? 4. Workshop Kraftwerkskomponenten. Gelsenkirchen, 02.03.2010. - Vortragsfolien
- [36] Schütz, M.: Stand der Rauchgasentschwefelungstechnik. In: VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Nr. 11, S. 943-945
- [37] Wirsching, F.; Hamm, H.; Müller, R.: Technische und wirtschaftliche Möglichkeiten bei der Verwertung von Gips aus Rauchgasentschwefelung. VGB-Konferenz "Kraftwerk und Umwelt": Essen, 1981
- [38] Breuer, Heinrich; Stieler, Manfred; Landgraf, Erich; Widzowski, Reinhard: Nachrüstung von Entschwefelungsanlagen in Braunkohlekraftwerken dre neuen Bundesländer am Beispiel des Kraftwerkes Jänschwalde (3000 MW). In: Brennstoff-Wärme-Kraft 56 (1994), Nr. 3, S. K13-K21
- [39] Heinze, Gerald; Welp, Helmut: Tray - Absorber technology for new FGD plants and retrofits. In: VGB Power Tech 88 (2008), Nr. 3, S. 78-84
- [40] N.N.: Boxberg III - erfolgreiche Nachrüstung eines ostdeutschen Braunkohlekraftwerkes. Nicrofer 5923 hMo - alloy 59. Krupp VDM, 1996

- [41] Hesel, Ulf: Wirkungsgradverbessernde Modernisierung fossil befeuerter Kraftwerke. In: Brennstoff-Wärme-Kraft 59 (1997), Nr. 5, S. 36-39
- [42] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Wärmenutzungssysteme Powerise. URL <http://www.bbs.bilfinger.com/de/leistungen/kraftwerkskomponenten/waermenutzungssysteme/powerise.html>. - Abgerufen am: 15.01.2013
- [43] Adamczyk, Frank; Schmitt, Klaus: Wirkungsgraderhöhung und Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes durch Wärmeverschiebesysteme in Kohlekraftwerken. VDI-Berichte, Band 1769. Düsseldorf: VDI Verlag, 2003, S. 189-199. - ISBN 3-18-091769-5
- [44] Schmitt, Klaus (Babcock Borsig Steinmüller GmbH): Wärmenutzungssysteme. 04.11.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [45] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Schwarze Pumpe Unit A. Oberhausen, 2007. - Firmenprospekt
- [46] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Boxberg Power Plant Unit R. Oberhausen, 2010. - Firmenprospekt
- [47] Dittmann, Peter; Graepel, Hugo: Rauchgaskühler mit neuen Fluorkunststoffen für den Einsatz in Kraftwerken. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 179-185. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [48] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Niederaußem Power Plant Unit K. Oberhausen, 2008. - Firmenprospekt
- [49] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Lagisza Power Plant. Oberhausen, 2008. - Firmenprospekt
- [50] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Jyväskylä Power Plant. Oberhausen, 2009. - Firmenprospekt
- [51] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Powerise<sup>(R)</sup> Mehrum Power Plant Unit 3. Oberhausen, 2003. - Firmenprospekt
- [52] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Rauchgaswärmenutzung. Oberhausen, 2013. - Firmenprospekt
- [53] Babcock Borsig Steinmüller GmbH (Hrsg.): Referenzen Wärmenutzungssystem Powerise<sup>(R)</sup>. Oberhausen, 2013. - Firmenprospekt
- [54] ThyssenKrupp VDM GmbH (Hrsg.): Nicrofer 5923 hMo - alloy 59. Werdohl, 02.2006. - Werkstoffdatenblatt 4130
- [55] ThyssenKrupp Materials Europe GmbH (Hrsg.): Unlegierter warmfester Stahl TK P235GH. Essen, 05.2006. - Werkstoffdatenblatt 1.0345
- [56] ThyssenKrupp Materials International GmbH (Hrsg.): Unlegierter warmfester Stahl TK P265GH. Essen, 02.2011. - Werkstoffdatenblatt 1.0425

- [57] ThyssenKrupp Materials International GmbH (Hrsg.): Legierter warmfester Stahl TK 16Mo3. Essen, 04.2008. - Werkstoffdatenblatt 1.5415
- [58] Brück, Martin: Rauchgaskühler mit Alwaflon-Druckschläuchen maximieren Kraftwerkseffizienz. In: Chemietechnik 38 (2009), Nr. 9, S. 14-16
- [59] Wallstein Ingenieur GmbH (Hrsg.): Heat Exchanger Systems in Flue Gas Applications. Recklinghausen, 2010. - Vortragsfolien
- [60] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI Wärmeatlas. 10. Auflage. Berlin: Springer, 2006. - ISBN 978-3-540-25504-8
- [61] Burchhardt, Uwe; Lysk, Steffen; Kosel, Daniel; Biele, Mario; Jacoby, Jürgen: Betriebserfahrungen und Ergebnisse aus der Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2009, S. 237-253. - ISBN 978-3-935317-42-9
- [62] Burchhardt, Uwe; Lysk, Steffen; Kosel, Daniel; Griebe, Steffen; Kass, Helge; Preusche, Robert: Betriebserfahrungen aus zwei Jahren Testbetrieb der Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 221-239. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [63] Burchhardt, Uwe: Status Oxyfuel-Pilotanlage Schwarze Pumpe und Status Oxyfuel-Demoprojekt Jänschwalde. In: ADECOS Workshop. Berlin, 28.01.2011. - Vortragsfolien
- [64] Widzowski, Reinhard: Abgasentschwefelungsanlage für die Oxyfuel-Pilotanlage am Standort Schwarze Pumpe - Erste Betriebsergebnisse und -erfahrungen. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2009, S. 269-280. - ISBN 978-3-935317-42-9
- [65] Kluger, Frank; Krohmer, Bernd; Mönkert, Patrick; Stamatelopoulos, Georg-Nikolaus: Entwicklung der Oxyfuel-Technologie - Pilotprojekte mit Alstom-Beteiligung. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Dresden: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2009, S. 255-268. - ISBN 978-3-935317-42-9
- [66] Burchhardt, Uwe; Kluger, Frank: CCS- Ergebnisse und Erkenntnisse aus dem Betrieb der Oxyfuel-Forschungsanlage in Schwarze Pumpe. In: Hannover Messe. Hannover, 23.04.2009. - Vortragsfolien
- [67] Linde AG (Hrsg.): Clean Technology Solutions. München, 2011. - Jahresbericht 2011
- [68] Linde AG, Engineering Division (Hrsg.): Cryogenic Air Separation. History and Technological Progress. Pullach, 2013. - Firmenprospekt



- [69] Beysel, Gerhard: Luftzerlegungsanlagen für Kraftwerke der Zukunft. In: 36. Kraftwerkstechnisches Kolloquium - Entwicklungspotentiale für Kraftwerke mit fossilen Brennstoffen. Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, Lehrstuhl für Kraftwerkstechnik: Dresden, 19.-20.10.2004. - Vortragsfolien
- [70] Goloubev, Dmitri (Linde AG): Energiebedarf einer Luftzerlegungsanlage. 14.02.2014. - Persönliche Mitteilung an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [71] Kurzweill, Peter: Das Vieweg Einheiten-Lexikon. Braunschweig: Vieweg, 1999. - ISBN 3-528-06987-2
- [72] Goloubev, Dmitri: Oxygen production for oxyfuel power plants. Status of Development. In: COORETEC-Workshop Oxyfuel AG 4. Berlin, 27.01.2012. - Vortragsfolien
- [73] Goloubev, Dmitri: Oxygen production for oxyfuel power plants. Status of Development. In: 2nd International Workshop on Oxyfuel FBC Technology Stuttgart, 28.06.2012. - Vortragsfolien
- [74] Haslbeck, John L.; Black, James; Kuehn, Norma; Lewis, Eric; Rutkowski, Michael D.; Woods, Mark; Vaysman, Vladimir: Pulverized Coal Oxycombustion Power Plants. DOE/NETL, 08.2008. - Report: DOE/NETL-2007/1291
- [75] Kather, Alfons; Hermsdorf, Christian; Mieske, Karl; Koepke, Daniel; Eggers, R.: Forschungstätigkeiten an der TUHH – Oxyfuel-Prozess für Steinkohle. In: ADECOS Workshop. Dresden, 27.-28.11.2008. - Vortragsfolien
- [76] Schäfer, Helmut (Hrsg.): VDI-Lexikon Energietechnik. Düsseldorf: VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 1994. - ISBN 3-18-400892-4
- [77] Burchardt, Uwe; Griebe, Steffen; Kass, Helge; Rainer, Giering; Preusche, Robert: Erfahrungen aus dem Testbetrieb der Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall und Ausblick zur Oxyfuel-Technologie. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): 43. Kraftwerkstechnisches Kolloquium - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Dresden: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2011, S. 51-70. - ISBN 978-3-935317-72-6
- [78] Kather, Alfons; Eggers, Rudolf; Hermsdorf, Christian; Klostermann, Mathias; Köpke, Daniel; Mieske, Karl: Oxyfuel-Prozess für Steinkohle mit CO<sub>2</sub>-Abscheidung. Hamburg: Technische Universität Hamburg-Harburg, 30.09.2009. - Forschungsbericht im COORETEC-Programm. Förderkennzeichen 0326899B und 0327743B
- [79] Burchardt, Uwe; Tappe, Stephanie: Oxyfuel-Forschungsanlage Schwarze Pumpe und Demoprojekt Jänschwalde. In: ADECOS Workshop. Berlin, 27.01.2012. - Vortragsfolien
- [80] Conture, Michel: Reduction of Carbon Capture Dioxide Emissions by Capture and Re-Injektion. In: French-Serbian European Summer University Renewable Energy Sources and Environment. Vrnjacka Banja, Serbia, 17-24.10.2006. - Vortragsfolien

- [81] Burchhardt, Uwe; Radunsky, Detlef: Erfahrungen aus der Planung und Genehmigung der Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall. In: Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, Kraftwerkstechnisches Kolloquium (Hrsg.): Verfahren und Anlagen der Hochtemperaturenergietechnik: Stand und Entwicklungsperspektiven. Dresden: Technische Universität Dresden, 2007, S. 212-223. - ISBN 978-3-00-022053-1
- [82] Ritter, Roland; Holling, Bernd; Altmann, Hubertus; Biele, Mario: Konzepte und Ausblick für eine CO<sub>2</sub>-Anlage eines Oxyfuel-Kraftwerkes am Beispiel Schwarze Pumpe. In: Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, Kraftwerkstechnisches Kolloquium (Hrsg.): Verfahren und Anlagen der Hochtemperaturenergietechnik: Stand und Entwicklungsperspektiven. Dresden: Technische Universität Dresden, 2007, S. 199-211. - ISBN 978-3-00-022053-1
- [83] Tappe, Stephanie; Yan, Jinying; Langner, Gunnar; Porsche, Thomas; Lindgren, Göran: Erforschung eines Alternativen Verfahrens zur CO<sub>2</sub>-Aufbereitung in einem braunkohlegefeuerten Oxyfuel-Kraftwerk. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2011, S. 87-97. - ISBN 978-3-935317-72-6
- [84] Ritter, Roland; Stoffregen, Torsten: Gestaltung der CO<sub>2</sub>-Anlage eines Oxyfuel-Demonstrationskraftwerkes. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 3. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2011, S. 25-35. - ISBN 978-3-935317-72-6
- [85] Anheden, Marie; Andersson, Annika; Bernstone, Christian; Eriksson, Sara; Yan, Jinying; Liljemark, Stefan; Wall, Caroline: CO<sub>2</sub> quality requirement for a system with CO<sub>2</sub> capture, transport and storage. In: Wilson, M.; Morris, T.; Gale, J.; Thambimuthu, K. (Hrsg.): Greenhouse gas control technologies. Elsevier: Vancouver, Canada, 2004, S. 2559-2564
- [86] Ritter, Roland; Schödel, Nicole; Stoffregen, Torsten; Winkler, Florian: Eine neue DeNO<sub>x</sub>-Technologie für ein Oxyfuel-Kraftwerk. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 283-299. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [87] Goedecke, Ralf (Hrsg.): Fluid-Verfahrenstechnik. Grundlagen, Methodik, Technik, Praxis. Band 2. Weinheim: WILEY-VCH, 2006. - ISBN 978-3-527-31198-9
- [88] Burchhardt, Uwe; Bilio, Mare; Lysk, Steffen; Kosel, Daniel: Die Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall. In: ADECOS Statusseminar. Dresden, 27.11.2008. - Vortragsfolien
- [89] Trema Verfahrenstechnik GmbH (Hrsg.): Zweistufige Rauchgaskondensation. Kemnath, 2008. - Kurzbeschreibung Vattenfall-Rauchgaskondensation
- [90] Trema Verfahrenstechnik GmbH (Hrsg.): Vattenfall-Rauchgaskondensationsanlage. Kemnath, 2008. - Schulungsunterlagen und Verfahrensschemas

- [91] Haller, Christian (Trema Verfahrenstechnik GmbH): Diskussion über Rauchgaskondensationsanlage im Oxyfuel-Prozess. 18.11.2013. - Persönliche Kommunikation an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [92] Ritter, Roland; Kutzschbach, Annett; Stoffregen, Torsten: Energetische Bewertungen einer CO<sub>2</sub>-Kompressions- und Reinigungsanlage für den Oxyfuel-Prozess am Beispiel einer Demonstrationsanlage. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2009, S. 593-606. - ISBN 978-3-935317-42-9
- [93] Köpke, Daniel: Verfahrenstechnik der CO<sub>2</sub>-Abscheidung aus CO<sub>2</sub>-reichen Oxyfuel-Rauchgasen. München: Verlag Dr. Hut, 2010. - ISBN 978-3-86853-950-9, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2010
- [94] White, Vince; Fogash, Kevin; Petrocelli, Frank: Air Products Oxyfuel CO<sub>2</sub> Compression and Purification Developments. In: 2<sup>nd</sup> Oxyfuel Combustion Conference. Yeppoon, Queensland, Australia, 12.-16.10.2011. - Vortragsfolien
- [95] Sulzer, Sabine; Mohr, Georg; Kirstein, Uwe: CO<sub>2</sub>-Abscheidung und -Lagerung - Herausforderungen im Pumpendesign und -betrieb. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 197-205. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [96] Preusche, Robert; Schulz, Conrad; Ecke, Holger; Burchhardt, Uwe; Gampe, Uwe: Möglichkeiten zur Prozessüberwachung und Detektion von Falschluffeinbrüchen in Oxyfuel-Kraftwerken. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 187-196. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [97] Klostermann, Mathias; Köpke, Daniel ; Kather, Alfons; Eggers, Rudolf: Energetische Betrachtungen zur Verflüssigung und Aufkonzentration des CO<sub>2</sub> aus Rauchgasen eines steinkohlegefeuerten Oxyfuel-Prozesses In: Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, Kraftwerkstechnisches Kolloquium (Hrsg.): Künftiges Brennstoff- und Technologieportfolio in der Kraftwerkstechnik. Band 2. Dresden: Technische Universität Dresden, 2008, S. 134-145. - ISBN 978-3-00-025948-7
- [98] Scheffknecht, Günter; Maier, Jörg: Firing issues related to the oxyfuel process. In: VGB PowerTech 88 (2008), Nr. 11, S. 91-97
- [99] Kather, Alfons; Hermsdorf, Christian; Klostermann, Mathias: Der kohlebefeuerte Oxyfuel-Prozess. Grundlagen zur Dampferzeugergestaltung und Möglichkeiten zur Verminderung der Verunreinigungen im CO<sub>2</sub>. In: VGB PowerTech 87 (2007), Nr. 4, S. 84-91
- [100] VGB PowerTech e.V.: CO<sub>2</sub> Capture and Storage. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, 25.08.2004. - VGB-Report on the State of the Art

- [101] Nüßle, Gerhard: Rauchgastaupunkt und Rauchgaskorrosion. In: Energietechnik 15 (1965), Nr. 12, S. 554-560
- [102] Haase, R.; Borgmann, H.-W.: Präzisionsmessung zur Ermittlung von Säuretaupunkten. In: VGB Kraftwerkstechnik 42 (1962), Nr. 76, S. 16-19
- [103] Melin, Thomas; Rautenbach, Robert: Membranverfahren. Grundlagen der Modul- und Anlagenauslegung. 3. Ausgabe. Berlin: Springer, 2007. - ISBN 978-3-540-34327-1
- [104] Peinemann, Klaus-Viktor: Overview Polymeric Gas Separation Membranes. In: 9. Jülicher Werkstoffsymposium. Jülich, 15.-16.11.2007
- [105] Itoh, N; Kato, T; Uchida, K; Haraya, K: Preparation of pore-free disk of  $\text{La}_{(1-x)}\text{Sr}_x\text{CoO}_3$  mixed conductor and its oxygen permeability. In: Journal of Membrane Science 92 (1994) S. 239
- [106] Schulze-Küppers, Falk: Entwicklung geträgerter  $\text{Ba}_{0,5}\text{Sr}_{0,5}\text{Co}_{0,8}\text{Fe}_{0,2}\text{O}_{3-z}$  Sauerstoff-Permeationsmembranen. Band 126. Jülich: Forschungszentrum Jülich, 2011. - ISBN 978-3-89336-752-8, Dissertation, Universität Bochum, 2011
- [107] Bouwmeester, H. J. M.; Burggraaf, A. J.: Fundamentals of Inorganic membrane Science and Technology. Dense ceramic membranes for oxygen separation, Elsevier Science B.V., 1996
- [108] Bhalla, A. S.; Guo, R.; Roy, R.: The perovskite structure - a review of its role in ceramic science and technology. In: Materials Research Innovations 4 (2000), Nr. 1, S. 3-26
- [109] Betz, Michael: Herstellung und Charakterisierung von sauerstoffionenleitenden Dünnschichtmembranstrukturen. Band 61. Jülich: Forschungszentrum Jülich, 2010. - ISBN 978-3-89336-618-7, Dissertation, Universität Bochum, 2010
- [110] Melin, Thomas; Rautenbach, Robert: Membranverfahren-Grundlagen der Modul- und Anlagenauslegung. Springer, 2006.
- [111] Schutzrecht EP 1 717 420 (29.04.2005). Erfinder: Renz, Ulrich: Kraftwerksanlage mit Luftzerlegungsanlage. Anmelder: Siemens AG
- [112] Schutzrecht EP 2 026 004 (07.08.2007). Erfinder: Gräber, Carsten; Jockenhövel, Tobias; Landes, Harald; Stuhlmüller, Franz Verfahren zum Betrieb einer Verbrennungsanlage sowie Verbrennungsanlage. Anmelder: Siemens AG
- [113] Schutzrecht DE 10 2007 056 841.1 (23.11.2007). Erfinder: Riensche, Ernst; Blum, Ludger; Baumann, Stefan; Meulenber, Wilhelm Albert: Membran-Kraftwerk und Verfahren zum Betreiben eines solchen. Anmelder: Forschungszentrum Jülich GmbH
- [114] Schutzrecht DE 10 2009 021 623 (16.05.2009). Erfinder: Nazarko, Jewgeni; Riensche, Ernst; Menzer, Reinhard; Baumann, Stefan: Kraftwerk sowie Verfahren zum Betreiben desselben. Anmelder: Forschungszentrum Jülich GmbH

- [115] Nazarko, Jewgeni; Riensche, Ernst; Blum, Ludger; Stolten, Detlef: Optimierung der Oxyfuel-Kraftwerkskonzepte mit der Sauerstoffbereitstellung durch Hochtemperaturmembranen. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2010, S. 147-168. - ISBN 978-3-935317-58-0
- [116] Nauels, Nicolas: Technische Analyse von OXYCOAL-AC Kraftwerken mit Aspen Plus unter besonderer Berücksichtigung der Integration der Hochtemperatur-Luftzerlegung mittels Membranen und Ermittlung von Betriebsparametern für eine ganzheitlich Bilanzierung. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (RWTH), Lehrstuhl für Mechanische Verfahrenstechnik, Diplomarbeit. 2009
- [117] Norm VDI 3633 Blatt 1 v. 03.2000: Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen. Grundlagen
- [118] Soave, Giorgio: Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. In: Chemical Engineering Science 27 (1972), Nr. 6, S. 1197-1203
- [119] Peng, D.-Y.; Robinson, D.B.: A new two-constant equation of state. In: Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals. (Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 15 (1976), Nr. 1, S. 59-64
- [120] Wagner, Wolfgang; Kruse, Alfred: Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer, 1998. - ISBN 3-540-64339-7
- [121] Nazarko, Jewgeni; Otto, Alexander; Herbergs, Andreas; Weber, Michael; Stolten, Detlef: Auslegung einer membranbasierten Luftzerlegungsanlage für ein Oxyfuel-Dampfkraftwerk. In: Beckmann, Michael; Hurtado, Antonio (Hrsg.): Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Band 4. Neuruppin: TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2012, S. 377-395. - ISBN 978-3-935317-88-7
- [122] Lang, Hans J.: Cost Relationships in Preliminary Cost Estimation. In: Chemical Engineering (1947) S. 117-121
- [123] Konstantin, Panos: Praxisbuch Energiewirtschaft : Energieumwandlung, -transport und -beschaffung im liberalisierten Markt. 2. Auflage. Berlin: Springer, 2009. - ISBN 978-3-540-78591-0
- [124] N.N.: Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI): December 1988. In: Chemical Engineering 96 (1989), Nr. 2, S. 208
- [125] N.N.: Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI): December 1997. In: Chemical Engineering 105 (1998), Nr. 3, S. 174
- [126] N.N.: Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI): Juni 2013. In: Chemical Engineering 120 (2013), Nr. 9, S. 80
- [127] VGB Power Tech (Hrsg.): Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen. Essen: VGB Power Tech e.V., 02.2004

- [128] Weber, Christian: Rauchgasreinigungstechnik für Kohlekraftwerke. Stand der Technik und Verbesserungsmaßnahmen im Hinblick auf die CO<sub>2</sub>-Abtrennung. Karlsruhe: EnBW Kraftwerke AG, 27.05.2011. - Forschungsbericht. Projekt: Photokatalytische CO<sub>2</sub>-Reduktion mit Farbstoff-sensibilisierten Halbleitern (Solar2Fuel)
- [129] Siemens AG, Energy Sektor (Hrsg.): Process Compressors. Erlangen, 2008. - Firmenprospekt
- [130] Brunhuber, Christian (Siemens AG): Vakuumpressoren. 11.11.2009. - Persönliche Kommunikation an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [131] Norm BGV B 7 v. 01.04.1989 (idF v. 01.01.1997 mit Durchführungsanweisungen v. 10.1995): Sauerstoff. - Berufgenossenschaftliche Vorschrift für Sicherheit und Gesundheit bei der Arbeit
- [132] Wossog, Günther (Hrsg.): Handbuch Rohrleistungsbau. 3. Ausgabe, Band 1: Planung, Herstellung, Errichtung. Essen: Vulkan-Verlag, 2008. - ISBN 978-3-8027-2745-0
- [133] Herbergs, Andreas: Entwicklung von Wärmeübertrager-Konzepten für membranbasierte Oxyfuel-Verfahren. Fachhochschule Aachen, Diplomarbeit. 2012
- [134] Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH): Anfrage zur Auslegung und Kostenabschätzung eines Regenerativ-Luftvorwärmers. 20.05.2014. - E-Mail an Kluger, Frank (Alstom Boiler Deutschland GmbH)
- [135] Kluger, Frank (Alstom Boiler Deutschland GmbH): Auslegung und Kosten eines Regenerativ-Luftvorwärmers. 09.07.2014. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [136] Widzowski, Reinhard (Babcock Noell GmbH): Kostenabschätzung für Entschwefelungsabsorber. 10.10.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [137] Siemens AG (Hrsg.): Getriebeturboverdichter STC-GV. 18.09.2012. - Produktinformationsblatt
- [138] Holldack, Carsten: Turbomaschinen für CCS-Prozesse. In: Kraftwerkskomponenten 2010 - Capture Ready? 4. Workshop Kraftwerkskomponenten. Gelsenkirchen, 02.03.2010. - Vortragsfolien
- [139] Siemens AG (Hrsg.): CO<sub>2</sub> - Taking the bull by the horns - Compression solution for carbon capture and storage. URL: <http://www.energy.siemens.com/us/pool/hq/energy-topics/venture/downloads/Compression%20solution%20for%20carbon%20capture%20and%20storage.pdf>. - Publikationsdatum: 15.12.2009
- [140] Brunhuber, Christian (Siemens AG): Datenbasis für Kraftwerkssimulationen. 16.08.2010. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)

- [141] Seime, Detlef (AEL Apparatebau GmbH Leisnig): Kostenabschätzung für Wärmeübertrager. 05.11.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [142] Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH): Anfrage zur Kostenabschätzung für Wärmeübertrager. 29.10.2013. - E-Mail an Seime, Detlef (AEL Apparatebau GmbH Leisnig)
- [143] Oberthin, Peter (Wallstein Ingenieur GmbH): Anwendung des AlWaFlon<sup>(R)</sup>-Verfahrens im membranbasierten Oxy-Kraftwerk. 14.10.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [144] Schmitt, Klaus (Babcock Borsig Steinmüller GmbH): Powerrise<sup>(R)</sup> Wärmenutzungssysteme für Neiderdruckspeisewasservorwärmung. 31.10.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [145] Norm AD 2000 v. 10.2000: Merkbaltt B 1. Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck
- [146] van Bree, Frank (Salzgitter Mannesmann Precision B.V.): Angebot für Wärmeübertragerrohre aus P 265 GH. 12.11.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [147] Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH): Anfrage zur Kostenabschätzung für Entschwefelungsabsorber. 09.10.2013. - E-Mail an Widzowski, Reinhard (Babcock Noell GmbH)
- [148] van Bree, Frank (Salzgitter Mannesmann Precision B.V.): Angebot für Wärmeübertragerrohre aus P 235 GH. 13.11.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [149] Oberthin, Peter (Wallstein Ingenieur GmbH): Kosten der Anwendung des AlWaFlon<sup>(R)</sup>-Verfahrens im membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerk. 25.10.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [150] Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH): Anfrage zur Anwendung des AlWaFlon<sup>(R)</sup>-Verfahrens im membranbasierten Oxy-Kraftwerk. 11.10.2013. - E-Mail an Oberthin, Peter (Wallstein Ingenieur GmbH)
- [151] Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH): Anfrage zur Powerrise<sup>(R)</sup> Wärmenutzungssystem für Neiderdruckspeisewasservorwärmung. 11.10.2013. - E-Mail an Schmitt, Klaus (Babcock Borsig Steinmueller GmbH)
- [152] Michler, Rolf (Enpros Systems GmbH): Prozessauslegung und Kostenzusammenstellung für ein 500 MW steinkohlebefeuertes Kraftwerk. 15.12.2013. - E-Mail an Nazarko, Jewgeni (Forschungszentrum Jülich GmbH)
- [153] N.N. (Hrsg.): Zeitreihen von Gebietsmitteln der Temperatur, des Niederschlags und der Sonnenscheindauer für die Bundesländer und ganz Deutschland. URL <http://www.dwd.de>. - Abgerufen am: 25.03.2011

- [154] Norm DIN 1343 v. 1940: Normtemperatur, Normdruck, Normzustand
- [155] Fischer, G. (Hrsg.): Landolt-Börnstein. Numerical Data and Functional Relationships in Science and Technology. Group V: Geophysics and Space Research. Meteorology, 4b, Physical and Chemical Properties of the Air. Berlin: Springer, 1988. - ISBN 3-540-17603-9
- [156] Brandt, Fritz: Brennstoff- und Verbrennungsrechnung. 2. Auflage. Essen: Vulkan, 1991. - ISBN 3-8027-2523-9
- [157] Richtlinie 97/23/EG v. 29.05.1997 (idF v. 20.11.2003) - Richtlinie des Europäische Parlamentes und des Rates vom 29.05.1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Druckgeräte
- [158] Norm AD 2000 v. 05.2007: Merkbaltt B 0. Berechnung von Druckbehältern
- [159] Tubular Exchanger Manufacturers Association (Hrsg.): Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. Tarrytown, New York, 2007





Band / Volume 256

**Entwicklung planarer  $\text{Ba}_{0,5}\text{Sr}_{0,5}\text{Co}_{0,8}\text{Fe}_{0,2}\text{O}_{3-\delta}$ -Membranmodule zur Sauerstoffabtrennung und Analyse ihres Transportverhaltens**

P. Niehoff (2015), VIII, 134 pp

ISBN: 978-3-95806-044-9

Band / Volume 257

**Extension of the Reactor Dynamics Code MGT-3D for Pebble-bed and Block-type High-Temperature-Reactors**

D. Shi (2015), x, 162 pp

ISBN: 978-3-95806-045-6

Band / Volume 258

**Failure Analysis of Thin Film Solar Modules using Lock-in Thermography**

M. Siegloch (2015), XIII, 131 pp

ISBN: 978-3-95806-047-0

Band / Volume 259

**Relation between growth rate, material quality, and device grade condition for intrinsic microcrystalline silicon:**

From layer investigation to the application to thin-film tandem solar cells

S. Michard (2015), vi, 184 pp

ISBN: 978-3-95806-048-7

Band / Volume 260

**Quantitative analysis of spatially resolved electroluminescence of  $\text{Cu}(\text{In,Ga})\text{Se}_2$  and  $\alpha\text{-Si:H}$  thin-film solar cells and modules**

T. Tran (2015), iii, 161 pp

ISBN: 978-3-95806-050-0

Band / Volume 261

**Influence of the surface composition and morphology on the reflectivity of diagnostic mirrors in a fusion reactor**

M. Matveeva (2015), 158 pp

ISBN: 978-3-95806-051-7

Band / Volume 262

**Very High Cycle Fatigue Behavior of Riblet Structured High Strength Aluminum Alloy Thin Sheets**

S. Stille (2015), XII, 123 pp

ISBN: 978-3-95806-054-8

Band / Volume 263

**The role of soil heterogeneity on field scale evapotranspiration:  
3D integrative modelling and upscaling of root water uptake**

K. Huber (2015), xii, 128 pp

ISBN: 978-3-95806-057-9

Band / Volume 264

**Strontium-Diffusion in Cer-Gadolinium-Oxid  
als Degradationsmechanismus der Festoxid-Brennstoffzelle**

T. Mandt (2015), iii, 160 pp

ISBN: 978-3-95806-058-6

Band / Volume 265

**Cluster analysis of European surface ozone observations  
for evaluation of MACC reanalysis data**

O. Lyapina (2015), 187 pp

ISBN: 978-3-95806-060-9

Band / Volume 266

**Real-time quantification of oxygen isotope exchange between carbon  
dioxide and leaf/soil water in terrestrial ecosystems with laser-based  
spectroscopy**

L. Gangi (2015), XX, 156 pp

ISBN: 978-3-95806-061-6

Band / Volume 267

**Secondary Uranium Phases of Spent Nuclear Fuel  
– CoXnite, USiO<sub>4</sub>, and Studtite, UO<sub>4</sub>H<sub>2</sub>O – Synthesis, Characterization,  
and Investigations Regarding Phase Stability**

S. Labs (2015), 153, xlii pp

ISBN: 978-3-95806-063-0

Band / Volume 268

**Chemische, verfahrenstechnische und ökonomische Bewertung von  
Kohlendioxid als Rohstoff in der chemischen Industrie**

A. Otto (2015), viii, 272 pp

ISBN: 978-3-95806-064-7

Band / Volume 269

**Energetische und wirtschaftliche Optimierung  
eines membranbasierten Oxyfuel-Dampfkraftwerkes**

Y. Nazarko (2015), IV, 337 pp

ISBN: 978-3-95806-065-4



Die CO<sub>2</sub>-Abtrennung mit anschließender Speicherung ist eine technologische Option zur Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen. Der Oxyfuel-Prozess basiert auf der Verbrennung fossiler Brennstoffe in einer Sauerstoff-Rauchgas-Atmosphäre mit nachfolgendem Aufkonzentrieren des CO<sub>2</sub>. Die Anwendung der Keramikmembranen im vom Forschungszentrum Jülich entwickelten und unter EP 22 14806 patentierten Oxy-Vac-Jül-Konzept verringert den spezifischen Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung. Im diesem Buch werden Optimierungen des Gesamtprozesses hinsichtlich ihrer Effizienz und Investitionskosten beurteilt. Diese Arbeit bietet eine Grundlage für Entscheidungen über die Anwendung der Optimierungsoptionen im CO<sub>2</sub>-armen membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerk.

Yevgeniy Nazarko studierte an der Technischen Universität Berlin an der Fakultät Prozesswissenschaften am Institut für Technischen Umweltschutz. Von 2007 bis 2014 beschäftigte er sich am Institut für Energie- und Klimaforschung – Elektrochemische Verfahrenstechnik (IEK-3) im Forschungszentrum Jülich mit der Konzeptentwicklung und Analyse von Verfahren zur CO<sub>2</sub>-Abtrennung aus fossil befeuerten Kraftwerken. Der Fokus lag auf den Konzepten der chemischen Rauchgaswäsche aus konventionellen Kraftwerken sowie der membranbasierten Oxyfuel-Kraftwerke. Der Inhalt dieses Buches wurde von der RWTH Aachen als Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften angenommen.

Das Institut für Energie- und Klimaforschung – Elektrochemische Verfahrenstechnik (IEK-3) verfügt über wissenschaftlich-technischen Kernkompetenzen Elektrochemie und Energieverfahrenstechnik. Mit anwendungsorientierter Zielausrichtung erforscht und entwickelt das IEK-3 Brennstoffzellen, Brenngaserzeugungssysteme, Gastrennmembranen, Wasserelektrolyse und Batterien. Dies beinhaltet die Modellierung, Realisierung, experimentelle Untersuchung und systemanalytische Betrachtung der Energiesysteme, deren Komponenten sowie elektrochemischer Vorgänge und verfahrenstechnischer Prozessführung.