



Dipl.-Ing. Christian Scheinecker

**Flexibilisierung eines Industriekraftwerksblocks unter
Anwendung stationärer Prozesssimulation auf
Jahreslastgangsbasis**

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften
eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Begutachter

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sanz

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Kienberger

Graz, Juni 2019

EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material, which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

date

.....

(signature)

Kurzfassung

Die Gewinnung von erneuerbaren Energien wie Wind und Photovoltaik hat in den letzten Jahren zu massiven Umbrüchen am europäischen Energiemarkt geführt und die Rolle der konventionellen Energieerzeugung drastisch verändert. Wurden kalorische Kraftwerke auf Basis von Kohle und Gas früher hauptsächlich zur Bereitstellung von Grundlast und Mittellast eingesetzt, so dienen sie heute primär der Bereitstellung von Residuallast (lat. residuum „Rest“), d.h. dem Ausgleichen von Lastschwankungen im Netz, hervorgerufen durch die stark volatile Einspeisung von erneuerbaren Energien. Um der neuen Rolle gerecht zu werden, ist es nicht nur notwendig geworden, die bestehenden Anlagen an die geänderten Anforderungen anzupassen, sondern es entstand auch zunehmend der Bedarf die gängigen Berechnungsmethoden zur Bewertung dieser Modifikationen weiterzuentwickeln, da die konventionellen thermodynamischen Berechnungsansätze zum Teil Schwächen aufweisen.

Diese Arbeit zeigt die erstmalige Anwendung eines neuen Berechnungsansatzes auf Basis stationärer thermodynamischer Kreislaufberechnung in Kombination mit „Big Data“ zur Bewertung und Analyse eines komplexen Anlagenumbaus. Sowohl die Vor- und Nachteile als auch die Schwierigkeiten und Herausforderungen dieses Ansatzes werden ausführlich diskutiert. Als Beispiel wird die Modifikation eines hüttengasgefeuerten Kombiblocks eines österreichischen Stahlerzeugungsunternehmens herangezogen. Die Arbeit beschreibt den vollständigen Prozess der Adaption der Anlage inklusive der Analyse der Ausgangssituation, der detaillierten Untersuchung möglicher Umbauvarianten, der praktischen Umsetzung sowie einer Evaluierung der Maßnahmen. Alle Analysen wurden auf Basis umfangreicher Jahreslastgangsbetrachtungen unter Verwendung des Programms EBSILON®Professional durchgeführt.

Abstract

Global warming caused by excessive carbon dioxide emissions has induced political and regulatory changes for the power industry to bring about a shift in power generation from conventional to renewable power production technology. The increasing penetration of renewable energy into electrical power systems, particularly with highly intermittent energies like wind and solar, forced conventional fossil-fired power plants to change their operating patterns dramatically. In recent years conventional plants are required to operate more flexible, which created operational challenges like low-load operations and frequent cycling including ramping and startup/shutdown. In order to meet these requirements, many existing plants had to be modified in the last years. The evaluation of such power plant modifications or uprates has traditionally been based on the definition of several “typical” operating modes and a – more or less detailed – thermodynamic heat balance model of the plant. In absence of „typical“ load points in operation regimes due to the highly variable operating patterns, this classic calculation approach seems to have weaknesses in several aspects.

This work shows the first-time application of a novel ‘big-data’ simulation approach utilised to enhance the flexibility of an industrial power unit of an Austrian steel company. A full year of operational data in hourly granularity instead of a few “typical” load points is used for both, the verification of the accuracy of the plant model, and the evaluation of the effect of the uprate. Calculation strategy, experiences as well as pros and cons of this new approach are discussed in detail. In addition to the introduction of this new simulation procedure, the author demonstrates the process of revamping an existing plant unit, including a detailed analysis of the initial situation, comprehensive variant studies, the implementation of modifications as well as a detailed evaluation of the actions taken.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Prozessingenieur im Kraftwerk der voestalpine Linz und stellt eine Zusammenfassung meiner Aktivitäten und wissenschaftlichen Untersuchungen am Kraftwerksblock 01 dar. Neben der Leitung des Vorprojekts, der Projektleitung des Anlagenumbaus sowie der Inbetriebnahme lag der Schwerpunkt meiner Tätigkeit in der thermodynamischen Betrachtung der Optimierungsmaßnahmen, wobei diese in enger Kooperation mit den im Folgenden erwähnten externen Partnern erfolgte.

Zu allererst möchte ich mich aber bei meinem Arbeitgeber, der voestalpine Stahl GmbH, und im Speziellen bei meinen Vorgesetzten Herrn Ing. Siegfried Pöschl, Herrn Dipl.-Ing. Rüdiger Ritzinger sowie Herrn Dipl.-Ing. Josef Sacher für das mir entgegengebrachte Vertrauen bezüglich der Umsetzung des Projekts und den Freiraum in Hinblick auf meine wissenschaftliche Tätigkeit bedanken. Weiters möchte ich mich bei meinem zuständigen Forschungsleiter, dem Geschäftsführer des Metallurgischen Kompetenzzentrums K1-MET GmbH, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Bürgler bedanken, der der Idee, eine Dissertation zu diesem Thema zu verfassen, sehr positiv gegenüberstand und mich von Anfang an unterstützte.

Außerdem möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen bedanken, von denen ich vor allem zu Beginn meiner beruflichen Laufbahn im Unternehmen sehr viel lernen durfte und die mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen. Es ist sehr motivierend in einem Umfeld zu arbeiten, in dem nicht nur ausgeprägtes Fachwissen aus verschiedensten Disziplinen vorhanden ist, sondern auch alle Beteiligten mit Leidenschaft und Spaß bei der Sache sind. Besonderer Dank gilt meiner Bürokollegin Frau Dipl.-Ing. Laura Zifferer, die mir jederzeit als wertvolle Diskussionspartnern zur Verfügung steht und so nett war, diese Arbeit Korrektur zu lesen.

Mein größter Dank gilt Herrn Dr. Peter Pechtl, dem Geschäftsführer der VTU Energy Graz, der nicht nur während der thermodynamischen Untersuchungen im Vorprojekt viel Erfahrung und Fachkompetenz einbrachte, sondern mich im gesamten Dissertationszeitraum bestmöglich unterstützte. Ohne sein Fachwissen, sein großes persönliches Engagement, die oft leidenschaftlichen Diskussionen sowie die großzügige Möglichkeit der Nutzung der VTU Rechenserver wäre die Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen. Weiters möchte ich mich bei seinem gesamten Team der VTU Energy sowie dem EBSILON®*Professional* Team der STEAG Energy Services GmbH für die schnelle und unkomplizierte Unterstützung bei Fragen zum Thema Software und Modellbildung bedanken.

Bedanken möchte ich mich auch bei dem Service-Team für Industriekessel der ANDRITZ AG mit Sitz in Raaba-Grambach. Besonders hervorheben möchte ich hier Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Gottfried Brandstetter, der im Zuge der verfahrenstechnischen Untersuchungen enormes Fachwissen einbrachte und auch sonst immer für Fragen und Diskussionen zu Verfügung stand. Weiters möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Helmut

Löscher, der als Projektleiter seitens der Andritz AG beim Kesselumbau eingesetzt wurde, für die professionelle und konstruktive Zusammenarbeit bedanken.

Für die Betreuung der Arbeit seitens der TU Graz möchte ich mich recht herzlich bei Herrn. Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sanz vom Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik für die ausgezeichnete Betreuung und für das große Interesse an meiner Arbeit, sowie die zahlreichen konstruktiven Ratschläge und Diskussionen bedanken.

Weiters möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Kienberger vom Lehrstuhl für Energieverbundtechnik der Montanuni Leoben für die Erstellung des Zweitgutachtens bedanken.

Schlussendlich möchte ich mich auch bei meinen Eltern bedanken, die mir eine universitäre Ausbildung ermöglichten und mich immer in allen Bereichen meines Lebens gefördert haben.

Mein letzter großer Dank gilt meiner Verlobten Elisabeth, die mich nicht nur im Zuge dieser Arbeit immer verständnisvoll und motivierend begleitet hat, sondern seit vielen Jahren in jeglicher Hinsicht ein bereichernder Bestandteil meines Lebens ist.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

<i>AHDE</i>		Abhitzedampferzeuger
<i>BEW</i>	-	Bewertungsfaktor
<i>BK</i>		Brennkammerheizfläche
<i>BR</i>		Brenner
<i>BoP</i>		Balance of Plant
<i>CFD</i>		Computational Fluid Dynamics
<i>DeNOx</i>		Rauchgasentstickung
<i>Dampf-Luvo</i>		Dampfluftvorwärmer
<i>ECO</i>		Economiser
<i>EFF</i>	-	Effizienzfaktor
<i>FW</i>		Fernwärme
<i>G</i>		Generator
<i>GuD</i>		Gas und Dampf
<i>HD</i>		Hochdruck
<i>HD-VW</i>		Hochdruckvorwärmer
<i>KK</i>		Kondensatkühler
<i>KO</i>		Kondensatvorwärmung
<i>KW</i>		Kühlwasser
<i>LUVO</i>		Luft-Vorwärmer
<i>ND</i>		Niederdruck
<i>ND-VW</i>		Niederdruckvorwärmer
<i>MW</i>		Mittelwert
<i>SCR</i>		Selektive katalytische Reduktion
<i>SNCR</i>		Selektive nichtkat. Reduktion
<i>Ü</i>		Überhitzer
<i>VD</i>		Verdampfer
<i>VW</i>		Vorwärmer

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	m^2	Fläche
<i>C_s</i>	W/m^2K^4	Stefan-Boltzmann Konstante
<i>d</i>	m	Durchmesser
ΔG	kJ/mol	Standardreaktionsenthalpie
<i>h</i>	kJ/kg	spezifische Enthalpie
<i>H</i>	kJ	Enthalpie

H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
k	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
k	-	Faktor
L	Nm^3/h	Luftmenge
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	-	Anzahl
n	-	Polytropenexponent
p	bar	Druck
P	W	Leistung
s	m	Wanddicke
t	m	Abstand
Q	J	Wärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
T	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$	Temperatur
\dot{V}	m^3/h	Volumenstrom

Griechische Buchstaben

α	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
η	-	Wirkungsgrad
ϑ	t/MW	Minderleistung
ε	-	Emissionsgrad
ζ	-	Druckverlustbeiwert
ζ_K	W	Kesselverluste
ζ_{EW}	-	exegetischer Wirkungsgrad
λ	-	Luftüberschuss
λ	-	Vertrimmungsfaktor
μ	-	Schluckzahl
ν	m^3/kg	spezifisches Volumen
π	-	Druckverhältnis
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	-	Sichtfaktor

Chemische Verbindungen

<i>C</i>	Kohlenstoff
<i>COS</i>	Kohlenoxidsulfid
<i>FeO</i>	Eisenoxid
<i>Fe₂O₃</i>	Magnetit
<i>Fe₃O₄</i>	Hämatit
<i>FeSO₄</i>	Eisen(II)-sulfat
<i>Fe₂(SO₄)₃</i>	Eisen(III)-sulfat
<i>FeSO₄·7H₂O</i>	Eisen(II)sulfat Heptahydrat
<i>HCN</i>	Cyanwasserstoff
<i>H₂S</i>	Schwefelwasserstoff
<i>H₂O</i>	Wasser
<i>H₂SO₄</i>	Schwefelsäure
<i>N</i>	Stickstoff
<i>NH₃</i>	Ammoniak
<i>NH₄HSO₄</i>	Ammoniumhydrogensulfat
<i>(NH₄)₂SO₄</i>	Ammoniumsulfat
<i>N₂O</i>	Distickstoffmonoxid
<i>NO</i>	Stickstoffmonoxid
<i>N₂O₃</i>	Distickstofftrioxid
<i>NO₂</i>	Stickstoffdioxid
<i>N₂O₄</i>	Distickstofftetroxid
<i>NO_x</i>	Sammelbegriff für Stickoxide
<i>O</i>	Sauerstoff
<i>S</i>	Schwefel
<i>SO₂</i>	Schwefeldioxid
<i>SO₃</i>	Schwefeltrioxid
<i>TiO₂</i>	Titanoxid
<i>V₂O₅</i>	Vanadiumpentoxid
<i>WO₃</i>	Wolframoxid

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Hintergrund: Energiesystem im Umbruch	1
1.2	Situation der konventionellen Energieerzeugung.....	6
1.3	Inhalt und Gliederung der Arbeit.....	8
2	Anlagen- und Problembeschreibung.....	11
2.1	Rolle eines Industriekraftwerks im Hüttenbetrieb	11
2.2	Anlagenbeschreibung Block 01	12
2.3	GuD-Betrieb vs. Frischluftbetrieb	15
2.4	Betriebliche Historie der Anlage	17
2.5	Ausgangssituation 2014	19
2.6	Problemstellung.....	20
3	Modellbildung & Methodik	21
3.1	Entwicklungsstand thermodynamischer Berechnungsmethoden.....	21
3.2	Modellbildung.....	24
3.2.1	Softwarepaket.....	24
3.2.2	Allgemeine Annahmen und Definitionen	24
3.2.3	Anlagenmodell	25
3.2.4	Vorgabeparameter.....	37
3.3	Berechnung und Bewertung auf Jahreslastgangsbasis	38
3.3.1	Schwächen der konventionellen stationären Berechnungsmethoden	38
3.3.2	Idee der Berechnung unter Verwendung von „Big-Data“	39
3.3.3	Modellvalidierung auf Basis von Jahresdaten	40
3.3.4	Variantenrechnung auf Basis von Jahresdaten.....	44
3.4	Wirkungsgraddefinitionen	45
3.4.1	Kesselwirkungsgrad	45
3.4.2	Anlagen- bzw. Gesamtwirkungsgrade.....	47
3.4.3	Exegetischer Wirkungsgrad.....	50
3.5	Methodik der Einflussanalyse.....	51
4	Einfluss- und Optimierungsanalyse	55
4.1	Einfluss der Verbrennungsluft	55
4.1.1	Einfluss des Luftüberschusses	55
4.1.2	Einfluss der Vorwärmtemperatur	58
4.1.3	Optimierung des Dampfluftvorwärmers	62
4.1.4	Einfluss des Luftüberschusses und der Lufttemperatur auf die Verbrennung	63

4.2	Einfluss einer regenerativen Speisewasservorwärmung	66
4.2.1	Allgemeiner theoretischer Hintergrund	66
4.2.2	Systembeschreibung	67
4.2.3	Vorwärmung vor Speisewasserpumpen (ND-Vorwärmer)	69
4.2.4	Vorwärmung nach Speisewasserpumpe (HD-Vorwärmer)	72
4.2.5	Auswirkung auf den GuD-Betrieb	75
4.3	Einfluss einer Brennstoffvorwärmung	76
4.3.1	Berechnungsergebnisse	76
4.4	Einfluss der Heizflächenkonfiguration	79
4.4.1	Ursprüngliche Heizflächenkonfiguration	79
4.4.2	Einfluss der Verschmutzung	80
4.4.3	Einfluss der Economisergröße	85
5	Kesselverschmutzung	115
5.1.1	Allgemeiner theoretischer Hintergrund	115
5.1.2	Problembeschreibung	119
5.1.3	Entstehungsmechanismen	121
5.1.4	Mögliche Abhilfemaßnahmen	136
6	Diskussion, Auswahl und Umsetzung	147
6.1	Auswahl und Diskussion der Maßnahmen	147
6.1.1	Diskussion der umgesetzten Maßnahmen	147
6.1.2	Diskussion der nicht umgesetzten Maßnahmen	151
6.2	Umsetzung der Maßnahmen	153
6.2.1	Austausch der Kesselheizflächen	153
6.2.2	Installation des Tragluftvorwärmers	154
6.2.3	Installation des HD-Vorwärmers	155
6.2.4	Implementierung der Kondensatunterkühlstufe im Dampf-Luvo	156
6.2.5	ECO-Wasser-Bedampfung	157
7	Evaluierung der umgesetzten Maßnahmen	159
7.1	Verschmutzungsmechanismus	159
7.2	Thermodynamische Optimierung	160
8	Zusammenfassung und Ausblick	163
8.1	Flexibilisierung des Kraftwerksblocks 01	163
8.2	Prozesssimulation auf Jahreslastgangsbasis	165
9	Literaturverzeichnis	167
10	Abbildungsverzeichnis	175

1 Einleitung

1.1 Hintergrund: Energiesystem im Umbruch

Mit dem Zusatzprotokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (kurz: Kyoto-Protokoll) wurden am 11. Dezember 1997 in Kyoto, Japan, erstmals völkerrechtlich verbindliche Zielwerte für den Ausstoß von Treibhausgasen geschaffen. Die Europäische Union (damals noch „Europäische Gemeinschaft“ bestehend aus 15 Mitgliedstaaten) hat sich 2002 im Zuge dieser Vereinbarung dazu verpflichtet, die Emissionen der wichtigsten Treibhausgase in den Jahren 2008 bis 2012 gegenüber dem Basisjahr 1990 im Durchschnitt um 8 %, und in der zweiten Verpflichtungsperiode von 2013 bis 2020 um 20 % zu reduzieren. [1]

Eine wesentliche Säule für das Erreichen dieser ehrgeizigen Klimaziele, speziell im Hinblick auf die Reduktion des Kohlendioxidausstoßes, ist die Förderung von Stromerzeugungsanlagen auf Basis erneuerbarer Energieträger, wie z.B. Wind, Wasser und Photovoltaik. Ausgehend von verpflichtenden EU-Richtlinien [2] wurden auf nationaler Ebene der einzelnen Mitgliedstaaten entsprechende Gesetze verankert, die den Ausbau erneuerbarer Energien fördern sollen. In Österreich wurden die Energieziele der Europäischen Union als Bundesgesetz implementiert, welches weitläufig unter dem Namen Ökostromgesetz (letztgültige Version: Bundesgesetz über die Förderung der Elektrizitätserzeugung aus erneuerbaren Energieträgern (Ökostromgesetz 2012 – ÖSG 2012), Fassung vom 28.10.2018 [3]) bekannt wurde. In Deutschland wurde das Erneuerbare-Energien-Gesetz (kurz: EEG) [4] konzipiert, welches erstmals im Jahr 2000 in Kraft trat und seither stetig weiterentwickelt wurde (letztgültige Version: Erneuerbare-Energien-Gesetz 2017 EEG 2017). Ausgehend von den EU-Richtlinien legten diese auf nationaler Ebene aller Mitgliedstaaten verankerten Gesetze den Grundstein für eine Überführung des europäischen Energiesystems weg von der Nutzung von fossilen Energieträgern in Richtung erneuerbarer Energien. Als einheitliche Bezeichnung dieses Prozesses hat sich im deutschsprachigen Raum der Begriff „Energiewende“ etabliert, wobei im eigentlichen Sinne auch die Sektoren Wärme und Mobilität inbegriffen sind.

Die starken Förderanreize, im Wesentlichen basierend auf der verpflichtenden Abnahme und den festgelegten Einspeiseentgelten des Ökostroms, haben zu einer drastischen Steigerung des Anteils an erneuerbaren Energien in der Stromerzeugung geführt. Speziell im Bereich der Windenergie und Photovoltaik kam es auf Grund des großen Ausbaupotenzials zu enormen Zuwächsen. In den EU-27 Staaten führte das zu einer Steigerung der installierten Leistung von 56.722 MW im Jahre 2007 auf 168.729 MW im Jahr 2017 und somit nahezu zu einer Verdreifachung der installierten Kapazitäten innerhalb von 10 Jahren [5]. Alleine in Deutschland wurden 2017 zusätzliche Windkraftanlagen mit einer Gesamtleistung von 6.581 MW installiert. Mit einer erzeugten Leistung von 105,5 TWh konnten 2017 bereits 16,1 % der verbrauchten Netto-Strommenge in Deutschland durch Windenergie abgedeckt werden. Laut einer Studie des Global Wind Energy Council [5] ist auch in Zukunft mit einem starken Ausbau der Windenergie im europäischen Raum zu rechnen. Die Prognosen deuten auf eine Installation zusätzlicher Kapazitäten von ca. 76 GW bis Ende 2022 hin.

Neben der Windenergie wurden vor allem auch in der Photovoltaik in den letzten Jahren hohe Zuwachsraten verzeichnet. Alleine in der Bundesrepublik Deutschland verzehnfachte sich die installierte Photovoltaik-Leistung von 4.170 MW im Jahr 2007 auf insgesamt 40.716 MW im Jahr 2016 [6]. Im Jahr 2017 deckte die Photovoltaik mit einer Stromerzeugung von ca. 40TWh ca. 6,4 % des Netto-Stromverbrauchs von Deutschland ab [7] [8]. Ein Anstieg der installierten Leistung wurde auch in Österreich dokumentiert, wobei dieser auf Grund einer Deckelung der Tarifförderungen geringer ausgefallen ist. 2017 wurden netzgekoppelte Anlagen mit einer Leistung von insgesamt ca. 172 MW in Betrieb genommen, womit sich die gesamte installierte Leistung in Österreich am Ende des Jahres auf 1.269 MW belief [9]. Auch international zeigt sich ein ähnliches Bild. Laut dem World Energy Outlook 2017 [10] expandierte die Photovoltaik 2016 stärker als jede andere Energieform der Stromerzeugung und auch in Zukunft wird von einem starken Anstieg, international vor allem getrieben durch China und Indien, ausgegangen.

Im Vergleich zur Windkraft und Photovoltaik sind die Zuwächse anderer erneuerbarer Energien wie Wasserkraft und Biomasse, vor allem im europäischen Raum auf Grund mangelnder Ausbaupotenziale nahezu vernachlässigbar. In Deutschland kam es im Zeitraum von 2006 bis 2016 zum Beispiel in den Bereichen Wasserkraft und Biomasse zusammen zu einem Ausbau von ca. 4.970 MW, während im selben Zeitraum über 35.000 MW Windkraft installiert wurden [6]. Begünstigt durch die geografischen Verhältnisse ist der Anteil an Wasserkraft in Österreich schon seit Jahrzehnten sehr hoch und deckt in etwa 60 % der erzeugten Jahresproduktion an Strom ab [11]. Wegen des mangelnden Ausbaupotenzials sind aber auch hier nennenswerte Zuwächse in den letzten Jahren ausgeblieben.

Ein zentraler Aspekt der Energieerzeugung auf Basis von Wind- und Solarenergie ist ihr fluktuierender bzw. volatiler Charakter, d.h. die Stromproduktion erfolgt stark schwankend in Abhängigkeit von äußeren Einflüssen und richtet sich nicht nach dem Bedarf. Die Leistungsabgabe einer Windkraftanlage ist im Wesentlichen durch das Wettergeschehen bestimmt und unterliegt oft starken saisonalen und tageszeitlichen Schwankungen. Abhängig vom Winddargebot kann es vorkommen, dass eine Anlage über Tage hinweg bei Nennlast betrieben werden kann. Andererseits sind im Falle einer Flaute mehrtägige Stillstände keine Seltenheit. Die Stromerzeugung mittels Photovoltaik folgt naturgemäß dem Stand der Sonne. Neben einem sinusförmigen Tagesgang mit dem Maximum zu Mittag ist auch ein saisonaler Einfluss erkennbar. Im Vergleich zum Sommer weist die Bahn der Sonne im Winter und in den Übergangsmonaten einen deutlich flacheren Verlauf auf, was sich in einer geringeren Stromproduktion auf Grund einer deutlich geringeren Anzahl an Sonnenstunden niederschlägt. Weiters wird die Einspeisecharakteristik einer Photovoltaikanlage stark durch den Bewölkungsgrad beeinflusst, der im Gegensatz zum Stand der Sonne deutlich schwieriger zu prognostizieren ist. Problematisch im Hinblick auf die Versorgungssicherheit in einem Verbundnetz ist die Überlagerung von mehrere Tage anhaltenden Phasen ungünstiger Produktionsbedingungen für Wind und Photovoltaik. Für einen solchen Zeitraum hat sich der Begriff „Dunkelflaute“ etabliert, also das gleichzeitige Auftreten von Dunkelheit und Windflaute. Zur Verdeutlichung dieses Effekts zeigt Abbildung 1 eine Gegenüberstellung des Stromerzeugungsmix in Deutschland an zwei ausgewählten Tagen aus dem Jahr 2017. Die

linke Seite der Grafik zeigt den 24.1.2017. Zu diesem Zeitpunkt war das Wetter in Deutschland von Nebel und Windstille geprägt. Es ist zu erkennen, dass die Stromerzeugung im Wesentlichen auf konventionellen Kraftwerken beruhte. Der Beitrag von Wind und Photovoltaik um 12:00 Uhr entspricht nur etwa 4 % der gesamten produzierten Strommenge. Erschwerend kommt der in den Wintermonaten generell höhere Stromverbrauch auf Grund der kalten klimatischen Bedingungen hinzu (man spricht hier auch von „kalter Dunkelflaute“). Im Gegensatz dazu zeigt die rechte Seite der Grafik den 30.7.2017, einen Tag mit sehr hoher Einspeisung von erneuerbaren Energien. Hier werden um 12:00 Uhr ca. 75 % der Stromerzeugung alleine durch Photovoltaik und Wind abgedeckt. Das entspricht einer eingespeisten Leistung von 46,6 GW. [12]

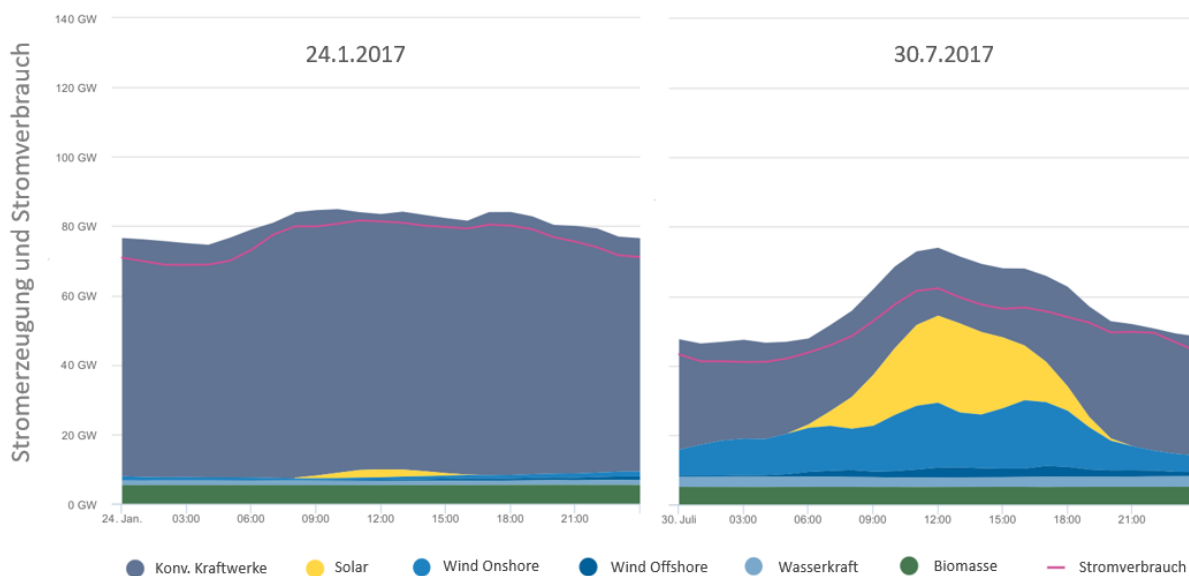


Abbildung 1 - Stromezeugung und Stromverbrauch in Deutschland 2017 - Vergleich Erzeugungsmix 24.1.2017 und 30.7.2017 [12]

Zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit in einem elektrischen Stromnetz muss stets zu jedem Zeitpunkt ein Gleichgewicht zwischen Angebot und Nachfrage sichergestellt werden. Missverhältnisse verursachen Veränderungen der Netzfrequenz und können die Netzstabilität negativ beeinflussen, was im schlimmsten Fall zu einem großflächigen Ausfall führen kann. Der wachsende Anteil volatiler Energieerzeuger wie Wind und Solar stellt dabei für die Übertragungsnetzbetreiber eine zunehmende Herausforderung dar, die Einhaltung des Gleichgewichts zwischen Angebot und Nachfrage zu gewährleisten. Die Lösung dieser Problemstellung, zusammengefasst unter der Bezeichnung **Systemintegration von erneuerbaren Energien**, spielt eine Schlüsselrolle bei der Überführung des Energiesystems in Richtung nachhaltiger Energiequellen. Zur Erreichung dieses Zieles gibt es eine Reihe verschiedener Ansätze, die einzeln oder gemeinsam zum Einsatz kommen können:

- **Netzausbau und Verknüpfung variabler Erzeuger** in geografisch entfernten Regionen. Historisch bedingt sind die Übertragungsnetze auf die Versorgung durch wenige große zentrale Kraftwerksanlagen zugeschnitten. Die Erzeugung erfolgte in leistungsstarken Kraftwerksblöcken, die Elektrizität wurde anschließend auf 220 kV

bzw. 380 kV hochtransformiert und in Regionen mit Verbraucherzentren übertragen. Dort erfolgte die Verteilung zum Endverbraucher auf Mittel- und Niederspannungsebene. Um Übertragungswege zu minimieren, wurden Kraftwerke je nach Möglichkeit in industriestarken Regionen angesiedelt. Heutzutage haben sich die Anforderungen an Übertragungsnetze deutlich geändert. Die ursprünglich auf regionaler Ebene als reine Verteilnetze konzipierten Netze müssen in zunehmendem Maße dezentral erzeugte erneuerbare Energien aufnehmen, wobei die Erzeugung zeitweise sogar den Verbrauch in einem Netzabschnitt übersteigen kann. Weiters ist die Übertragung großer Leistungen über weite Distanzen erforderlich, da Strom oft weit ab von den Verbraucherzentren erzeugt wird, aber zusätzlich auch um überregionale Ausgleichseffekte bei Windenergie und in geringerem Maße auch bei der Solarenergie nutzen zu können, um die Stromeinspeisung durch erneuerbare Energien zu glätten. Trotz der Verbindung einer Vielzahl von Anlagen rechnet man bei der Windkraft nur mit einer gesicherten, d.h. ständig mindestens verfügbaren Leistung im Bereich von 5 bis 6 % der Nennleistung [13]. Große Ausgleichseffekte ergeben sich erst durch die Verbindung weit entfernter Regionen in unterschiedlichen Staaten mit verschiedenen Wetterzonen. Trotz weitgehender Einigkeit in Politik, Technik und Wirtschaft über den Bedarf zum Ausbau des Elektrizitätsnetzes, kommt die tatsächliche Verlegung neuer Leitungen auf Grund von langwierigen Genehmigungsverfahren oft nur sehr schleppend oder gar nicht voran. Gemäß dem 2013 in Deutschland implementierten Bundesbedarfsplangesetzes [14] zum beschleunigten Ausbau wurde ein zusätzlicher Trassenbedarf von 5.900 km auf der Höchstspannungsebene vorgeschrieben, um einen sicheren und zuverlässigen Netzbetrieb zu gewährleisten. Mit Stand zweites Quartal 2018 wurden davon bisher erst ca. 600 Trassenkilometer genehmigt und davon rund 150 km realisiert [15].

- **Implementierung von Speichertechnologien.** Ab einem gewissen Anteil an erneuerbaren Energien an der Jahresstromerzeugung - üblicherweise spricht man von ca. 40 % - ist ein höherer Bedarf an Speicherkapazitäten im Netz vorhanden, da ein Ausregeln durch Wärmekraftwerke nicht mehr effizient möglich ist. In der Entwicklung effizienter Speichertechnologien im großtechnischen Maßstab steckt enormes Potenzial im Hinblick auf die Systemintegration von erneuerbaren Energien. Durch das Überdimensionieren regenerativer Energiequellen in Kombination mit ausreichenden Speicherkapazitäten ist ein Zukunftsszenario denkbar, das ausschließlich auf der Verwendung erneuerbarer Ressourcen beruht. Die Unterscheidung der verschiedenen Speichertechnologien erfolgt grundsätzlich nach der Art der gespeicherten Energieform. Es wird zwischen Speichern auf Basis potenzieller Energie wie z.B. Pumpspeicherkraftwerken, chemischer Energie wie Batteriespeicher und Power-to-Gas oder thermodynamischer Energie wie Power-to-Heat unterschieden. Auf Grund des enormen Potenziales sind Speichertechnologien die Grundlage einer Vielzahl von Forschungsinitiativen. Bisher sind aber die meisten Technologien, speziell in Hinblick auf die Wettbewerbsfähigkeit, im Gegensatz zu anderen Flexibilitätsoptionen noch nicht konkurrenzfähig. Daher sind Pumpspeicherkraftwerke, mit einem

Gesamtwirkungsgrad von 75 – 80 %, derzeit noch immer die einzige Möglichkeit, um großtechnisch elektrische Energie unter wirtschaftlichen Rahmenbedingungen zu speichern. Begünstigt durch seine geografischen Verhältnisse nimmt Österreich hier mit einer installierten Engpassleistung von 8.436 MW (Stand 31.12.2017) und einer maximalen Speicherkapazität von rund 3 TWh Strom in (Pump-)Speicherkraftwerken eine besondere Rolle ein [16].

- Die Implementierung sogenannter **Smart Grids**, d.h. der intelligenten Vernetzung von Stromerzeugern, Speichern und Verbrauchern um die Nachfrage durch Laststeuerung an die schwankende Erzeugung anpassen zu können, wird als weitere Schlüsseltechnologie zur Integration von erneuerbaren Energien gesehen. Intelligente Stromnetze ermöglichen neben der Steuerung dezentraler kleiner Energielieferanten vor allem die zeitliche Verschiebung ausgewählter Verbraucher wie Wärmepumpen, Warmwasserspeicher, Tiefkühler, Autobatterien usw., um die aktuelle Nachfrage dem derzeitigen Angebot an erneuerbaren Energien anzupassen. Ein wesentlicher Grundstein für das Vorantreiben der Entwicklung solcher Systeme wurde durch eine Verordnung [17] im Rahmen des dritten Energiepaketes der EU 2009 gelegt, in der die Einführung intelligenter Messsysteme, sogenannter „Smart-Meter“, mit einer Ausbaquote von 80 % für alle Endverbraucher bis 2020 vorgeschrieben wurde. Zwischenevaluierungen der EU Kommission [18] zeigten, dass diese Quote mit erwarteten 72 % im EU-Schnitt auch annähernd erreicht werden kann. Neben den Bestrebungen einer flächendeckenden Einführung gibt es bereits über 950 Pilot- und Vorzeigeprojekte im kleineren Maßstab wie z.B. Wohnbauten oder sogar Städte in der EU, die beeindruckende Beispiele dafür sind wie die Einführung einer solchen Technologie gelingen kann [19].
- **Flexibilisierung konventioneller Kraftwerke.** Die konventionelle Kraftwerksflotte stellt in der gegenwärtigen Situation das Rückgrat der Energieversorgung dar und übernimmt derzeit zum weitaus größten Teil die Bereitstellung der Residuallast, um die schwankende Erzeugung von regenerativen Energiequellen auszugleichen. Auch in kurz- und mittelfristigen Zukunftsszenarien ist der Einsatz von kalorischen Energieträgern nicht wegzudenken, bis die oben angeführten Strategien in ausreichendem Maße zur Verfügung stehen, um eine Versorgungssicherheit zu gewährleisten. Diese veränderte Rolle im Vergleich zum ursprünglichen Einsatz als Grund- und Mittellastkraftwerke bedarf einer deutlich höheren Flexibilität der Anlagen, um den neuen Anforderungen gerecht zu werden, und ist Gegenstand des nächsten Kapitels.

1.2 Situation der konventionellen Energieerzeugung

Bis die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Lösungsansätze bzw. Technologien, wie Netzausbau, Speichertechnologien und Smart Grids, in ausreichendem Maße zur Verfügung stehen, stellt die konventionelle Kraftwerksflotte weiterhin die tragende Säule der Energieversorgung dar, um die schwankende Erzeugung erneuerbarer Energien auszugleichen. Auch in kurz- bis mittelfristigen Zukunftsszenarien sind fossile Kraftwerke weltweit als wichtiger Bestandteil der Energieversorgung nicht wegzudenken, wenngleich sich ihre Rolle in Energiesystemen mit einem hohen Anteil an regenerativen Energieträgern deutlich verändern wird. [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26]

Getrieben durch schwankende Marktpreise in den letzten Jahren war die Anlagenfahrweise konventioneller Kraftwerke in vielen Ländern bereits stark durch eine gestiegene Anzahl an An- und Abfahrvorgängen, eine deutlich geringere Betriebsstundenanzahl pro Jahr, häufigen Betrieb in starker Teillast und Minimallast und schnelle Lastwechsel geprägt, wobei in Zukunft von einer weiteren Verschärfung der Situation ausgegangen werden kann. Die klassische Einteilung in Grund- und Mittellast verschwindet und die Herausforderung für die Betreiber wird darin liegen, einen wirtschaftlichen Betrieb auch bei sehr wenigen Volllaststunden im Jahr sicherzustellen. Oft wird dabei die Vermarktung von Netzdienstleistungen, wie zum Beispiel die Bereitstellung von Regelleistung, als zusätzliche Einnahmequelle genutzt.

Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wurden in den letzten Jahren viele Anstrengungen unternommen, um die bestehenden Kraftwerke durch technische Maßnahmen an die geänderten Randbedingungen anzupassen. Die Anzahl an veröffentlichten Arbeiten hierzu ist hoch, und da eine ausführliche Diskussion hier nicht zielführend erscheint, werden nur ausgewählte Beispiele diskutiert. Die Arbeiten von Gottelt [27] und Meinke [28] zeigten unter anderem regelungstechnische Optimierungsmöglichkeiten eines Steinkohle- sowie eines GuD-Kraftwerks, um die Fähigkeit für schnelle Lastwechsel zu erhöhen. Hinsichtlich der Verkürzung von Startzeiten von Dampfturbinen wurden seitens der Turbinenhersteller durch Designänderungen bei Neuanlagen oder z.B. durch die Verwendung von Stillstandsheizungen deutliche Erfolge erzielt [29]. Viele Anlagenmodifikationen in den letzten Jahren hatten das Ziel, die Anlagenmindestlast zu reduzieren, um Abfahrvorgänge bzw. in weiterer Folge Anfahrvorgänge in Form von Kalt- und Warmstarts zu vermeiden, wie es z.B. durch Szastok [30] an Hand eines Kohlekraftwerks in Polen oder durch Cochran et al. [31] in Nordamerika beschrieben wurde. Agraniotis und Stöver [32] zeigten nennenswerte Erfolge zur Reduktion der Mindestlast an den deutschen Kohlekraftwerken in Schwarze Pumpe und Voerde. Durch den vergrößerten Lastbereich ist es auch wichtig, den Wirkungsgrad in Teillast auf hohem Niveau zu halten. Auf diese Thematik wird in der Arbeit von Rupprecht [33] im Zuge der Optimierung eines Braunkohlekraftwerks näher eingegangen. Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der wirtschaftlichen Wettbewerbsfähigkeit ist eine flexible Kraft-Wärme-Kopplung. Mertens et al. [34] konnten zeigen, dass es sogar in Zeiten von niedrigen Strompreisen wirtschaftlich von Vorteil sein kann mittels Umleitbetrieb die Fernwärmeauskopplung zu maximieren, anstatt thermodynamisch deutlich effizienter Strom zu erzeugen. Durch das steigende Risiko eines flächendeckenden Stromausfalles auf Grund

einer zunehmenden Anzahl an kritischen Situationen im Übertragungsnetz, kommt auch der Fähigkeit der Anlagen zu Inselnetzbetrieb und Schwarzstart immer mehr Bedeutung zu [35]. Neben der Notwendigkeit von technischen Anpassungsmaßnahmen zur Erfüllung der Flexibilitätsansprüche bringt die lastvariable Betriebsweise auch deutliche Nachteile hinsichtlich der Effizienz und Lebensdauer von Komponenten mit sich. Die Verringerung der Volllaststunden, der Betrieb in schlechten Teillastwirkungsgraden, die Kosten für An- bzw. Abfahrvorgänge sowie der Stand-by-Betrieb erhöhen die spezifischen Kosten pro erzeugter MWh deutlich. Studien zeigen, dass es alleine durch den vermehrten Teillastbetrieb im Schnitt zu einem Wirkungsgradverlust von 0,6 - 1,6 % kommt [24]. Weiters belasten die Reparaturkosten von Verschleiß oder Anlagenschäden auf Grund der größeren Materialbelastungen durch die erhöhte thermische Beanspruchung bei Start und Lastwechsel die Budgets der Anlagenbetreiber zusehends.

Da viele konventionelle Kraftwerke in naher Zukunft altersbedingt vom Netz genommen werden müssen, der Strombedarf jedoch noch weiter steigt und auch weiterhin Bedarf an der Bereitstellung von Residuallast durch kalorische Kraftwerke vorhanden ist, müssen in vielen Ländern Investitionen getätigt werden, um in Zukunft die Versorgungssicherheit gewährleisten zu können. Studien gehen davon aus, dass in Deutschland durch den Wegfall konventioneller Kraftwerkskapazitäten ab 2020 die gesicherte Leistung die Jahreshöchstlast nicht mehr abdecken wird und sich die Situation in den Folgejahren noch deutlich verschärfen wird. Es wird davon ausgegangen, dass bis 2030 zur Absicherung der Jahreshöchstlast Kraftwerkskapazitäten von ca. 20.000 MW neu errichtet werden müssen [36]. Da Investitionsentscheidungen in einem liberalisierten Strommarkt privaten Investoren überlassen werden, der Strommarkt in seiner heutigen Form aber nur in Ausnahmefällen Anreize für den Bau neuer Kraftwerkskapazitäten bietet, ist derzeit kein starkes Bestreben in Richtung Neubau von kalorischen Kraftwerken zu erkennen. Dies ist im Wesentlichen auf die derzeit wirtschaftlich unattraktive Rolle der konventionellen Kraftwerksflotte, die politische Unsicherheit hinsichtlich langfristiger klimapolitischer Ziele sowie den forcierten Ausbau erneuerbarer Energien zurückzuführen.

1.3 Inhalt und Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschreibt den vollständigen Prozess der Anpassung einer konventionellen Kraftwerksanlage, im Speziellen des hüttengasgefeuerten Kombiblocks 01 der voestalpine Linz, an die geänderten Marktanforderungen auf Grund der Einspeisung von erneuerbaren Energien. Abbildung 2 zeigt den Prozess inklusive der Abgrenzung des Inhalts der Arbeit in grafischer Form.

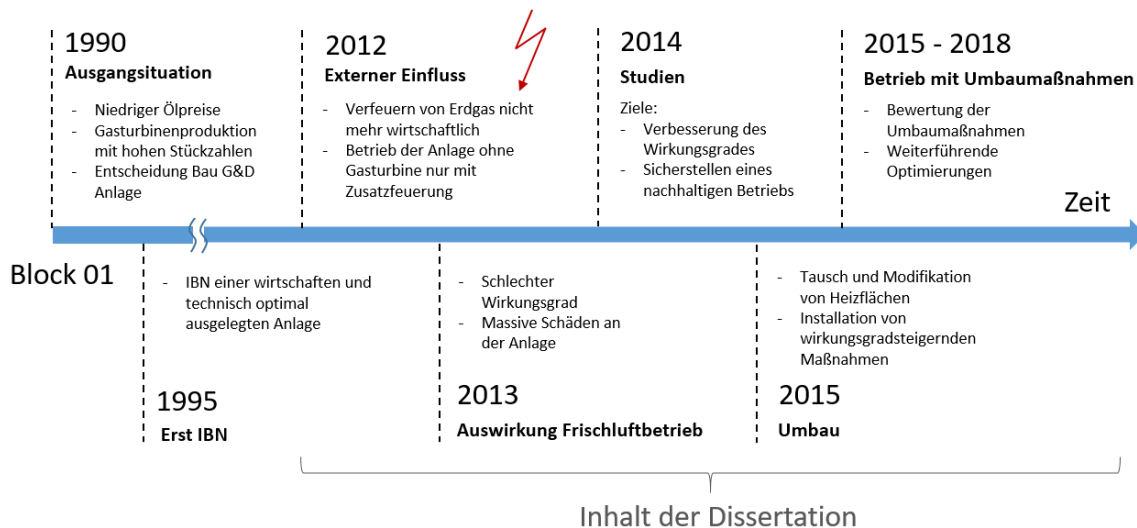


Abbildung 2 - Inhalt der Dissertation

In **Kapitel 2** wird der Leser an das konkrete Beispiel und die Aufgabenstellung der Arbeit herangeführt. Es gibt einen Überblick über die Rolle des Industriekraftwerks der voestalpine Linz und beschreibt detailliert die thematisierte Anlage. Weiters wird auf die betriebliche Historie der Anlage, speziell auf die Markteinflüsse ab dem Jahr 2012 und die damit verbundenen Auswirkungen eingegangen. Am Ende des Kapitels wird die spezifische Problemstellung dargelegt.

Kapitel 3 beschreibt die Modellbildung und Methodik. Nach einer einführenden Beschreibung des Entwicklungsstandes thermodynamischer Berechnungsmethoden zur Bewertung von Anlagenmodifikationen wird in weiterer Folge auf die Modellierung von Block 01 mittels EBSILON®*Professional* näher eingegangen. Schwerpunkt des Kapitels ist die Vorstellung eines neuen Berechnungsansatzes [37] auf Basis stationärer thermodynamischer Kreislaufberechnung in Kombination mit „Big Data“, der im Zuge dieser Arbeit erstmalig angewendet wurde. Zusätzlich sind in diesem Kapitel noch die verwendeten Wirkungsgraddefinitionen sowie die verwendete Methodik für die Einflussanalyse in Kapitel 5 zu finden.

In **Kapitel 4** wird auf die im Zuge der Untersuchungen 2014 durchgeführten Berechnungen auf Jahreslastgangsbasis detailliert eingegangen. Das Kapitel zeigt außerdem mögliche Optimierungspotenziale für Umbaumaßnahmen auf.

Kapitel 5 widmet sich einer ausführlichen Analyse und Diskussion des Kessel-Verschmutzungsmechanismus bei Block 01, da das Verständnis dieses Problems für die Lösung der spezifischen Aufgabenstellung von wesentlicher Bedeutung war.

Eine Diskussion der Varianten aus den Kapiteln 5 und 6 sowie das Auswahlverfahren der Varianten, die 2015 schließlich auch umgesetzt wurden, sind neben der praktischen Umsetzung Inhalt von **Kapitel 6**.

In **Kapitel 7** erfolgt die Evaluierung der im Jahr 2015 umgesetzten Maßnahmen an Hand von Betriebsdaten der Jahre 2016 - 2018. Weiters wird der Verschmutzungszustand des Kessels vor und nach dem Umbau verglichen.

Kapitel 8 stellt eine kurze Zusammenfassung der Arbeit dar. Neben der Diskussion der Aktivitäten bei Block 01 werden im Speziellen die Erfahrungen mit der Berechnung auf Jahreslastgangsbasis thematisiert und die Vor- und Nachteile gegenüber anderen Berechnungsverfahren behandelt.

2 Anlagen- und Problembeschreibung

Die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Berechnungen und Untersuchungen beziehen sich auf den Kraftwerksblock 01 der voestalpine Stahl GmbH. Die Anlage ist eingebettet in einen Kraftwerkspark von insgesamt 6 Blöcken am Standort Linz, welche als Gas- und Dampf Kombikraftwerk (kurz GuD-Kraftwerk) ausgeführt sind.

2.1 Rolle eines Industriekraftwerks im Hüttenbetrieb

Die voestalpine AG ist ein weltweit agierender österreichischer stahlbasierter Technologie- und Industriegüterkonzern, der in vier Divisionen unterteilt ist. Standort der Division Stahl und zugleich Sitz des Mutterkonzerns ist die Niederlassung in Linz, wo die voestalpine AG ein voll integriertes Hüttenwerk auf Basis der Stahlerzeugung über die Hochofenroute betreibt. Man spricht von einem voll integrierten Hüttenwerk, wenn die komplette Wertschöpfungskette, von der Roheisenerzeugung im Hochofen inklusive der Erzeugung der Vorprodukte wie Koks und Sinter, über die Stahlerzeugung im Stahlwerk, hin zu der Weiterverarbeitung zu Endprodukten in Heiß- und Kaltwalzwerken sowie Veredelungsanlagen, abgedeckt ist. Ein weiterer wesentlicher und unverzichtbarer Bestandteil eines integrierten Hüttenwerks ist ein Industriekraftwerk, dessen wesentliche Aufgabe die Verwertung der im Stahlerzeugungsprozess anfallenden Kuppelgase sowie die Versorgung der Hütte mit den notwendigen Prozessmedien ist.

Im Zuge der Stahlproduktion am Standort Linz fallen enorme Mengen an Kuppelgasen an, die auf Grund ihres thermischen Energieinhaltes zur Stromerzeugung herangezogen werden können. Die drei am Standort befindlichen Hochöfen liefern im Jahresschnitt Gichtgas mit einer thermischen Leistung von ca. 460 MW in das Kraftwerk. Weitere anfallende Nebenprodukte sind Tiegelgas aus dem LD-Stahlwerk sowie Koksgas aus der Kokerei. Vor allem Koksgas spielt mit einer im Jahresschnitt an das Kraftwerk gelieferten thermischen Leistung von ca. 125 MW eine bedeutende Rolle. Neben der Verwertung der Kuppelgase ist die Versorgung der Hütte mit elektrischem Strom und Prozessmedien die zweite wesentliche Kernaufgabe des Kraftwerks am Standort Linz. Mit einer Jahresproduktion von ca. 1,8 TWh Strom deckt das Kraftwerk in etwa 70 – 80 % des Eigenbedarfs der Hütte ab. Weiters versorgt das Kraftwerk den Standort mit Nutz- und Kühlwasser, vollentsalztem Wasser und Prozessdampf mit einer thermischen Leistung von ca. 70 MW im Jahresmittel. Darüber hinaus wird im Winter Fernwärme an Verbraucher am Standort sowie in das lokale Fernwärmenetz von Linz geliefert. Zur Erhöhung der Ausfallsicherheit im Falle von Störungen im elektrischen Netz stellt das Bereitstellen und Versorgen zweier unabhängiger Inselnetze auf 6 KV Ebene eine weitere wichtige Aufgabe des Kraftwerks dar.

Neben den oben beschriebenen Kernaufgaben zur Versorgung des Hüttenbetriebs sind die Berücksichtigung von aktuellen Strom- und Rohstoffpreisen in der Kraftwerkseinsatzplanung sowie die Bereitstellung von Netzdienstleistungen weitere bedeutende Aufgaben eines modernen Industriekraftwerks, um einen wirtschaftlich optimalen Betrieb sicherzustellen. Speziell die Energiebeschaffung und die daraus abgeleitete Kraftwerkseinsatzplanung stellen heutzutage eine komplexe Aufgabe dar, die ein Zusammenspiel verschiedenster Akteure und

den Einsatz diverser unterstützender Softwarelösungen bedarf. Alleine der Zukauf/Verkauf von Strom setzt sich zum Beispiel aus einer Vielzahl von verschiedensten Produkten zusammen, die in unterschiedlichster Form gehandelt werden. Neben der Beschaffung von langfristigen Produkten wie Jahres- und Quartalsbändern am sogenannten Terminmarkt, die ein gewisses Grundkontingent abdecken, werden Produkte vorwiegend kurzfristig, d.h. einen Tag im Voraus am Spotmarkt oder tagesaktuell durch Intraday-Handel beschafft. Die europäische Strombörse EEX ermöglicht Intraday-Geschäfte noch bis zu 30 min vor Lieferung. Im Zuge eines OTC Handels (Direkthandel zwischen Marktteilnehmern, die nicht über die Börse abgewickelt werden) können zum Teil noch Geschäfte bis zu 15 min vor Lieferbeginn gemacht werden. Dies hat oft kurzfristige Änderungen der Anlagenbetriebsweise zu Folge, um auf die jeweilige Marktsituation reagieren zu können. Im Hinblick auf die Bereitstellung von Netzdienstleistungen werden bei der voestalpine regelmäßig Kraftwerksblöcke zur Sekundär- und Tertiärregelung zur Verfügung gestellt, um gegebenenfalls freie Leistungskapazitäten zu vermarkten.

Zur Erfüllung der beschriebenen Aufgaben steht in Linz ein Kraftwerkspark, bestehend aus sechs unabhängigen Kraftwerksblöcken in einem Leistungsspektrum zwischen 25 und 163 MW und mit einer gesamten installierten elektrischen Leistung von ca. 410 MW, zur Verfügung. Abgeleitet aus den spezifischen Aufgaben müssen die Blockanlagen diverse zusätzliche Anforderungen erfüllen, die in einem konventionellen Kraftwerk in einem Energieversorgungsunternehmen in der Regel keine oder eine nur sehr untergeordnete Rolle spielen. Die Regelung der Einheiten muss mittels drei verschiedener Regelungsarten möglich sein. Neben einer leistungsgeführten (z.B. für die Bereitstellung von Netzdienstleistungen) und einer frequenzgeführten Regelung (z.B. für den Inselbetrieb) spielt im Regelbetrieb vor allem die brennstoffgeführte Regelung die größte Rolle. Die Kesselanlagen müssen nicht nur im Stande sein, alle vorhandenen Brennstoffe inklusive Notbrennstoff wie Heizöl Leicht in beliebigen Kombinationen einzeln oder gleichzeitig verfeuern zu können, sondern müssen auch in der Lage sein, rasche Brennstoffwechsel durchzuführen und im Falle von Druckschwankungen im Gichtgasnetz gezielte Brennstoffabwürfe vorzunehmen, ohne einen Kesselausfall auszulösen. Bei den Turbinen ist ein großer Lastregelbereich von Leistung und Prozessdampfmenge essentiell. Weiters muss die Dampfturbinenregelung in der Lage sein, Lastabwürfe von Nennleistung (30 MW) auf Blockeigenbedarf (ca. 2-3 MW) bzw. Inselnetzlast (ca. 10 MW) zuverlässig ohne Ausfall der Anlage bewerkstelligen zu können. Aufgrund der Summe dieser spezifischen Anforderungen und dem generellen Fokus auf Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit bei Industrieanlagen bewegen sich die Wirkungsgrade solcher Anlagen deutlich unter jenen, die für eine reine Stromerzeugung zur Einspeisung ins Netz konzipiert sind.

2.2 Anlagenbeschreibung Block 01

Beim Kraftwerksblock 01 der voestalpine AG in Linz handelt es sich um einen Gas- und Dampf-Kombiblock, der 1995 in Betrieb genommen wurde. Die Anlage besteht im Wesentlichen aus einer Gasturbine, einem Abhitzedampferzeuger und einer Dampfturbine. Die heißen Abgase der Gasturbine mit ca. 540°C werden dem Abhitzekessel zugeführt und zur Dampferzeugung

genutzt. Der Dampf wird über eine Kondensationsturbine entspannt und die generierte Leistung über einen Generator in elektrischen Strom umgewandelt. Abbildung 3 zeigt das Anlagenschema in grafischer Darstellung.

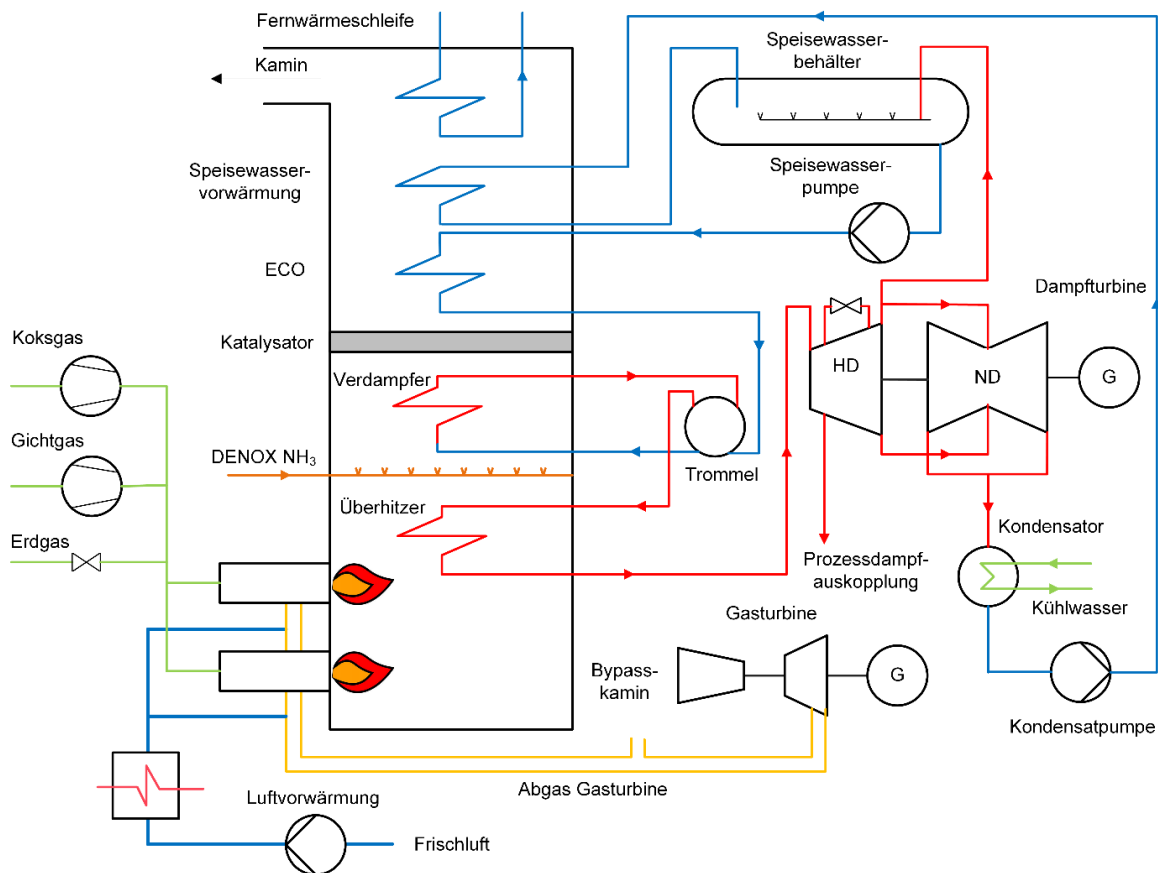


Abbildung 3 - Vereinfachtes Anlagenschema Block 01

Die **Gasturbine** vom Typ GE Frame 6 (GE MS-6001/B-DLN) hat eine Nennleistung von 38 MW. Bei der Turbine handelt es sich um eine klassische „heavy duty“ - Gasturbine in einwelliger Bauweise für den industriellen Einsatz. Dieser Typ zeichnet sich vor allem durch hohe Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit aus. Befeuert wird das Aggregat mit Erdgas, wobei Mengen zwischen 5.200 und 12.000 Nm³/h, abhängig von der geforderten Leistung, eingesetzt werden können. Zur Stickoxid-Minimierung ist die Gasturbine mit einer Dry-Low-NO_x-Einrichtung (primäre Entstickung) ausgestattet.

Beim **Dampferzeuger** handelt es sich um einen vertikal ausgeführten Abhitzedampferzeuger (Turmkessel) der nach dem Eindruck-Naturumlaufprinzip funktioniert. Der Abhitzedampferzeuger kann eine maximale Frischdampfmenge von 140 t/h bei Frischdampfparametern von 120 bar und 520°C bereitstellen. Neben der Nutzung der Abwärme der Gasturbine besteht die Möglichkeit mittels vier Multi-Fuel-Brennern noch zusätzlich Brennstoff direkt in den Kessel einzubringen. Jeder dieser Brenner ist in der Lage Koksgas, Gichtgas und Erdgas in beliebigen Kombinationen, einzeln oder gleichzeitig, zu verfeuern. Insgesamt besteht die Möglichkeit über eine Zusatzfeuerung 6.000 – 55.000 Nm³/h Gichtgas, 2000 – 10.000 Nm³/h Koksgas und 500 – 5000 Nm³/h Erdgas einzubringen. Wird

der Kessel ausschließlich über die Zusatzfeuerung betrieben, steht ein Verbrennungsluftgebläse zur Verfügung, das über einen dampfbetriebenen Luftvorwärmer die notwendige Verbrennungsluft zur Verfügung stellt. Abbildung 4 zeigt den Aufbau des Kessels in Form einer Kesseldisposition. Es ist zu erkennen, dass die vier Brenner, die in der Abbildung stark vereinfacht dargestellt wurden, auf zwei Ebenen angeordnet sind. Die Zuführung des Abgasmassenstroms der Gasturbine erfolgt über ringförmige Einströmöffnungen über den Brennern. Die erste Heizfläche in Rauchgasrichtung sowie die Teile der Seitenwände der Brennkammer sind als Verdampferheizflächen ausgeführt. Zwischen den Überhitzerheizflächen und einem weiteren Verdampferbündel erfolgt das Einbringen des Ammoniak-Luft-Gemisches für die DeNOx-Anlage. Der dazugehörige Katalysator ist nach dem Verdampferbündel angeordnet. Am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers befindet sich nach dem Economiser eine Kondensatvorwärmerschleife sowie eine Heizfläche für die Fernwärmeerzeugung. Die gesamte Kesselanlage ist in hängender Bauweise ausgeführt. Alle horizontal angeordneten Heizflächen, mit Ausnahme der mit Glattrohren ausgeführten Überhitzer, bestehen aus Spiralrippenrohren. Die vertikalen Verdampferrohre im Bereich der Brennkammer sind als Membranwandkonstruktion konzipiert.

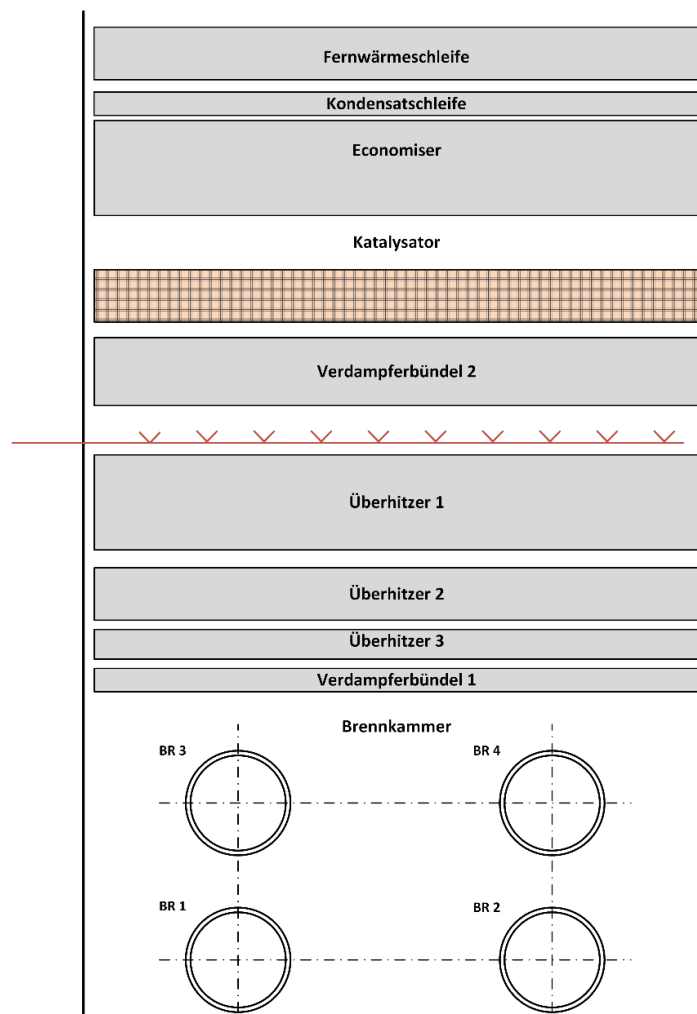


Abbildung 4 - Kesseldisposition

Die **Dampfturbine** ist als zweigehäusige Kondensationsturbine der Fa. Siemens, designed und gefertigt am Standort Wesel, ausgeführt. Sie besitzt eine geregelte Entnahme zur Auskopplung von 19-bar-Prozessdampf sowie eine unregelmäßige Anzapfung, abhängig von der Leistung im Druckbereich zwischen 1 und 4 bar, zur Versorgung des Speisewasserbehälters. Die beiden Turbinenwellen drehen sich mit einer Drehzahl von 5300 U/min, die Übersetzung auf die Generatordrehzahl von 1500 U/min erfolgt mit einem einstufigen Stirnradgetriebe. Der Generator mit einer Leistung von 30 MW speist in das 6kV-Eigenbedarfsnetz und anschließend über einen Trafo in das 30 kV-Hüttennetz ein.

2.3 GuD-Betrieb vs. Frischluftbetrieb

Block 01 ermöglicht zwei unterschiedliche Betriebsmodi, zum einen den GuD-Betrieb mit Gasturbine und zum anderen den sogenannten Frischluftbetrieb, d.h. einen Betrieb ohne Gasturbine und ausschließlich mit der Zusatzfeuerung des Abhitzedampferzeugers.

Im **GuD-Betrieb** wird die eingebrachte Wärme in den Kessel hauptsächlich durch den Abgasmassenstrom der Gasturbine bereitgestellt. Mittels Zusatzfeuerung kann darüber hinaus noch Brennstoff direkt in den Abhitzedampferzeuger zugeführt werden. Auf Grund des Betriebs der Gasturbine mit hohem Luftüberschuss liegt ausreichend Sauerstoff für die Verbrennung des Brennstoffes der Zusatzfeuerung vor. Ein Einsatz des Verbrennungsluftgebläses ist nicht erforderlich. Ein Betrieb der Anlage im reinen Abhitzebetrieb ohne Zusatzfeuerung ist zwar theoretisch möglich und war ursprünglich auch vorgesehen, ist aber in der Praxis nicht möglich. Ohne den Kühleffekt der Zusatzfeuerung durch die Zufuhr von kalter Verbrennungsluft kommt es im Bereich der Brenner außerhalb des Kessels zu unzulässig hohen Temperaturen, die Schäden an der Peripherie, wie z.B. angebrachter Messtechnik, verursacht. In der Literatur wird der GuD-Prozess als eine Kombination aus dem auf dem Joule-Prozess basierenden Gasturbinenbetrieb und dem Clausius-Rankine-Prozess für Dampfkraftwerke beschrieben. Ein Solo-Betrieb der Gasturbine ohne Abhitzedampferzeuger, d.h. ein reiner Joule-Prozess, ist durch behördliche Vorgaben für einen Dauerbetrieb untersagt.

Die zweite mögliche Betriebsart, die bei der ursprünglichen Auslegung der Anlage als Notbetrieb für wenige Stunden im Jahr angedacht war, ist der **Frischluftbetrieb**. Dabei wird der Abhitzedampferzeuger ausschließlich über die Zusatzfeuerung betrieben. Dieser Prozess wird in der Literatur als klassischer Clausius-Rankine-Prozess bezeichnet. Die Gasturbine ist dabei nicht in Verwendung. Für die Versorgung der Brenner mit Verbrennungsluft steht ein Gebläse zur Verfügung, wobei die Luft mittels dampfbetriebenen Wärmetauscher vorgewärmt werden kann. Da diese Betriebsart nur für wenige Stunden im Jahr vorgesehen war, wurde kein großer Wert auf wirkungsgradoptimierende Maßnahmen für den Frischluftbetrieb gelegt. Maßnahmen wie z.B. eine regenerative Speisewasser-Vorwärmung wurden nicht vorgesehen. Daraus resultiert ein deutlich schlechterer Wirkungsgrad, nicht nur im Vergleich zum GuD-Betrieb, sondern auch im Vergleich zu den anderen auf dem Clausius-Rankine-Prozess basierenden Anlagen am Standort.

Beide Prozesse, der GuD-Betrieb als eine Mischform zwischen Joule und Clausius-Rankine-Prozess sowie der reine Clausius-Rankine-Prozess unterscheiden sich bei detaillierter

Betrachtung fundamental. Die Ansätze zur Wirkungsradsteigerung sind zum Teil sogar gegensätzlich. Während beim Abhitzedampferzeuger im GuD-Betrieb z.B. eine möglichst kalte Speisewassertemperatur angestrebt wird, liegt das Optimum im Clausius-Rankine-Prozess bei deutlich höheren Temperaturen und wird über eine regenerative Speisewasservorwärmung realisiert. Die Unterschiede der Betriebsweisen werden auch in den Q-T-Diagramm deutlich (siehe Abbildung 5 und Abbildung 6).

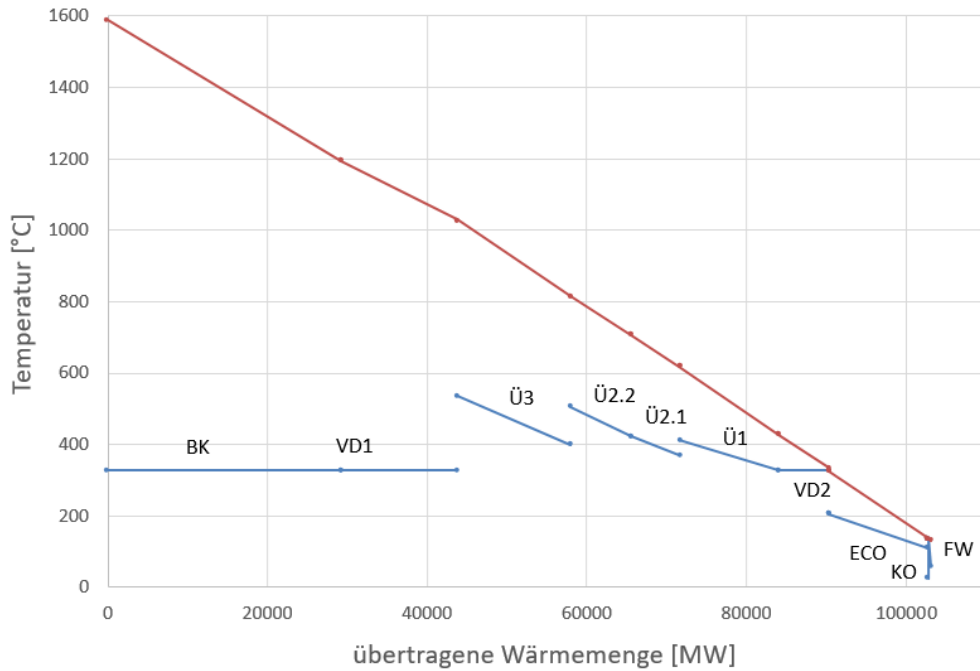


Abbildung 5 - Frischluftbetrieb (140 t/h Frischdampfmenge)

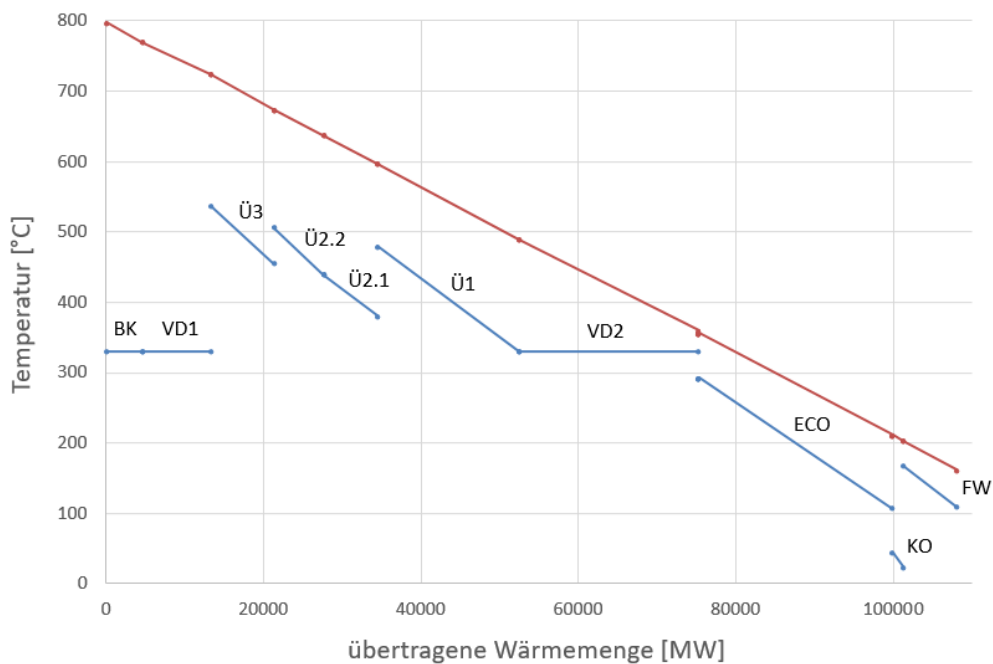


Abbildung 6 - GuD-Betrieb mit maximaler Zusatzfeuerung (140 t/h Frischdampfmenge)

Die Brennkammertemperaturen im Frischluftbetrieb sind deutlich höher und somit ist auch die Wärmeaufnahme in der Brennkammer und den ersten Heizflächen größer. Da die Verbrennung mit beträchtlich weniger Luftüberschuss (entspricht nur etwa einem Drittel jener im GuD-Betrieb) erfolgt, ist der gesamte Rauchgasvolumenstrom deutlich geringer und die Steigung der Rauchgaslinien im Q-T-Diagramm steiler (Skalierung der Ordinate beachten). Im Gegensatz dazu wird im GuD-Betrieb durch den größeren Rauchgasvolumenstrom und die niedrigeren Temperaturen mehr Wärme in die hinteren Bereiche des Abhitzedampferzeugers geschoben. Die Wärmeaufnahme beim Economiser ist somit deutlich größer. Ein weiterer Unterschied der beiden Betriebsarten wird in der Schwefelsäuretaupunkttemperatur ersichtlich. Durch die deutlich höhere Konzentration an Schwefel, hervorgerufen durch den geringeren Rauchgasmassenstrom und den höheren Anteil an eingebrachten schwefelhaltigen Hüttengasen, liegt der Säuretaupunkt im Frischluftbetrieb deutlich höher als im GuD-Betrieb. Auf diese Thematik wird in Kapitel 1 explizit eingegangen.

2.4 Betriebliche Historie der Anlage

Abbildung 7 zeigt die jährlichen Betriebsstunden der Anlage seit der Erstinbetriebnahme 1995. In blau sind die Betriebsstunden der Dampfturbine und in rot die Betriebsstunden der Gasturbine dargestellt. Es ist erkennbar, dass über den kompletten Betriebsbereich eine deutliche Diskrepanz zwischen den Dampfturbinen- und Gasturbinenstunden vorliegt, d.h. dass in diesem Fall die Anlage einen Teil des Jahres ohne Gasturbine im Frischluftbetrieb gefahren wurde.

Der Zeitraum von 1996 bis 2006 wird durch eine relativ stabile und konstante Betriebsweise charakterisiert, bei der die Gasturbine ca. 80 – 95 % der gesamten jährlichen Betriebsdauer in Verwendung war. Auf Grund der schnellen Regelbarkeit der Gasturbine im Vergleich zu den anderen Anlagen am Standort wurde sie in dieser Betriebsperiode oft zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen sowie zum Ausgleich von Lastschwankungen innerhalb des Hüttenbetriebs eingesetzt. Dies erklärt die in Abbildung 8 dargestellte nicht unbeträchtlich Anzahl von ca. 20 - 30 Starts pro Jahr. Die generelle Auslastung der Anlage war sehr hoch, die Betriebsstunden der Dampfturbine beliefen sich pro Jahr auf meist über 8000h. Die Abweichung 2005 lässt sich auf einen längeren Stillstand auf Grund einer Großrevision der Dampfturbine zurückführen.

In den Jahren 2007/2008 kam es auf Grund externer Markteinflüsse zu einer massiven Veränderung der Betriebsweise der Anlage. Die Preissituation erlaubte nur mehr einen wirtschaftlichen Betrieb der Gasturbine vor allem in den Tagesstunden. Für viele Wochen im Jahr folgte die Gasturbine einem Tag-Nach-Zyklus, wobei die Turbine üblicherweise um ca. 5 Uhr früh gestartet und zwischen 22 und 23 Uhr wieder außer Betrieb genommen wurde. Diese Betriebsperiode war geprägt von einer hohen Anzahl an Starts. Im Jahr 2008 wurden alleine 177 Starts der Gasturbine dokumentiert. Die Betriebsstunden der Gasturbine gingen im Vergleich zur Dampfturbine auf ca. 40 % zurück. Die Gesamtauslastung der Dampfturbine war 2007/2008 mit ca. 8400 Betriebsstunden pro Jahr weiterhin sehr hoch.

Ab 2009 sank die Zahl der Betriebsstunden der Gasturbine kontinuierlich, da die Preisschere zwischen Erdgas und Strom immer unattraktiver wurde, bis ab den Jahren 2012/2013 nahezu

keine Betriebsstunden mehr verzeichnet wurden. In den Jahren 2009 bis 2012 lag das Verhältnis der Betriebsstunden der Gasturbine zur Dampfturbine noch um die 20 %, danach praktisch bei null. Die Starts nach 2012 wurden hauptsächlich zu Testzwecken für verschiedenste Versuche durchgeführt und sind nicht auf Grund wirtschaftlicher Interessen erfolgt. Da die Anlage aber weiterhin als Abnehmer für Hüttengase sowie für die Versorgung des internen Prozessdampfnetzes betrieblich benötigt wurde, wurde die Anlage ohne Gasturbine und ausschließlich mit Zusatzfeuerung betrieben. Allerdings lagen die Gesamtbetriebsstunden der Anlage pro Jahr in den Jahren ab 2009 nicht mehr auf dem Niveau der vorangegangenen. Dies ist zum einen auf Gründe der Verfügbarkeit zurückzuführen, da größere Instandhaltungstätigkeiten bei Kessel und Dampfturbine in den Jahren 2012, 2014 und 2015 durchgeführt werden mussten, und zum anderen auf die Inbetriebnahme eines neuen Kraftwerksblocks am Standort in Linz. Mit dem Kraftwerksblock 07 stand ab 2010 eine hoch effiziente Alternative zur Verwertung der Prozessgase zur Verfügung, die auf Grund des deutlich besseren Wirkungsgrades bevorzugt wurde.

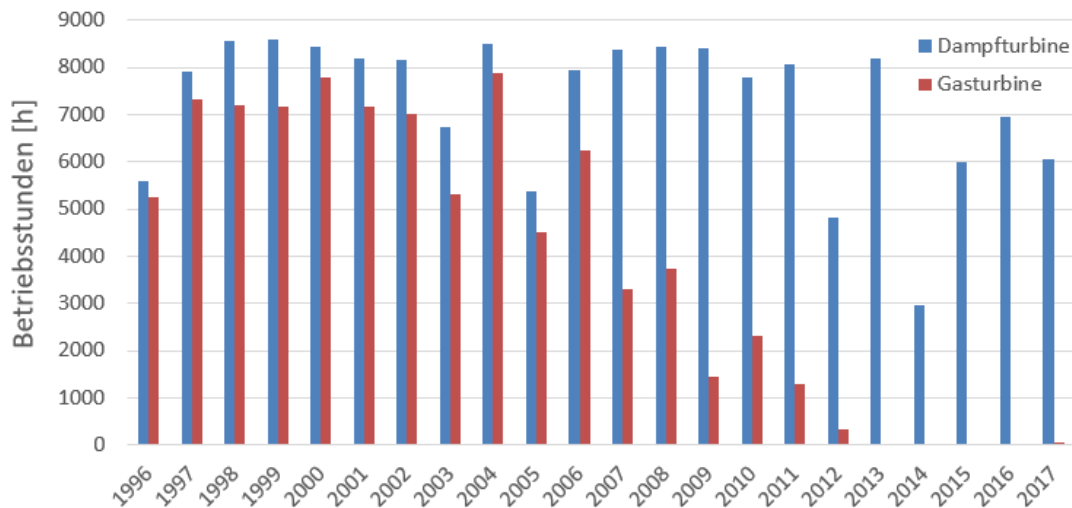


Abbildung 7 - Jährliche Betriebsstundenanzahl Gasturbine & Dampfturbine seit Erstinbetriebnahme

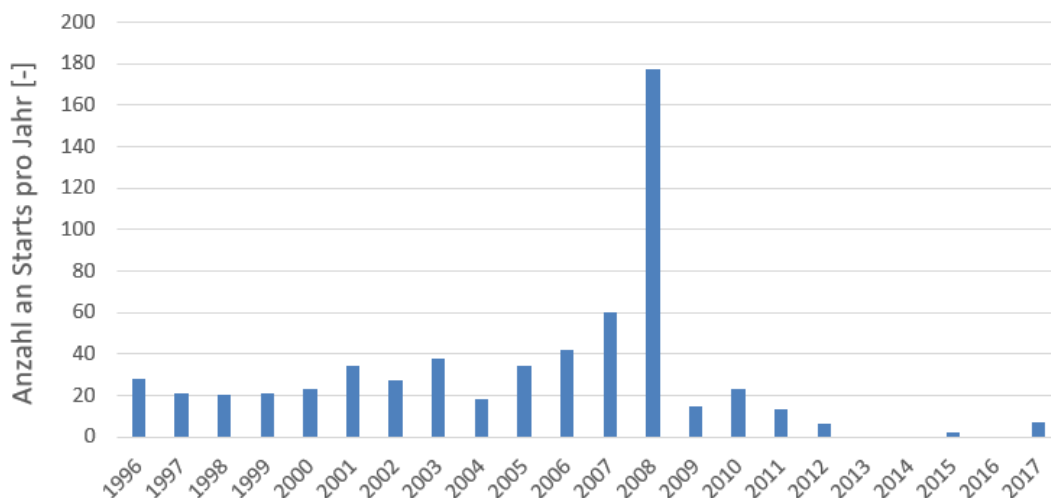


Abbildung 8 - Anzahl der Starts der Gasturbine pro Jahr seit Erstinbetriebnahme

2.5 Ausgangssituation 2014

Die drastische Verringerung der Gasturbinenbetriebsstunden und der hohe Anteil an Betriebsstunden der Anlage im Frischluftbetrieb ab den Jahren 2007, bzw. im Speziellen ab 2009, brachten mehrere negative Effekte mit sich. Neben dem in Kapitel 2.3 beschriebenen deutlich geringeren Wirkungsgrad im Frischluftbetrieb - nicht nur gegenüber dem GuD-Betrieb, sondern auch im Vergleich zu den anderen am Standort befindlichen Anlagen - spielte vor allem eine zunehmende Verschmutzung der Kesselheizflächen eine wesentliche Rolle. Die Abbildungen 9 und 10 zeigen beispielweise Fotos aus dem kalten Ende des Abhitzdampferzeugers. Zu sehen ist eine Leckage der Fernwärmeschleife sowie ein stark verschmutzter Teil der Economiserheizfläche.



Abbildung 9 - Leckage Fernwärmeschleife



Abbildung 10 - Verschmutzung Economiser

Die zunehmende Verschmutzung des Abhitzdampferzeugers auf Grund einer Betriebsweise abweichend vom Auslegungszustand hatte gleich mehrere negative Aspekte zur Folge:

- Es kam auf Grund der Verschmutzung zu einer nennenswerten Verschlechterung des Wärmeübergangs der Heizflächen am kalten Ende des Abhitzdampferzeugers und somit zu einer weiteren Verschlechterung des Wirkungsgrades der Anlage, da die Verschmutzung zu einem Anstieg der Rauchgasaustrittstemperatur des Abhitzdampferzeugers führte. (siehe Abbildung 155 in Kapitel 7)
- Durch den mit der Verschmutzung einhergehenden höheren Druckverlust im Rauchgaskanal des Abhitzdampferzeugers war ein Betrieb der Gasturbine auf Nennlast nicht mehr möglich, da diese einen unzulässig hohen Anstieg des Gegendruckes der Gasturbine zu Folge hatte. Maßnahmen wie „Waschen“ des Kessels wurden durchgeführt, zeigten aber nur kurzzeitigen Erfolg und standen in keinem Verhältnis zum betriebenen Aufwand.
- Durch den erhöhten Schwefelsäuretaupunkt auf Grund der höheren Schwefelkonzentration (siehe Kapitel 2.3) im Rauchgas kam es teilweise zu einer

Unterschreitung des Taupunkts am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers, da dies auf Grund der gegebenen Anlagenkonfiguration betrieblich nicht zu vermeiden war. Dies führte an den Heizflächen zu Schäden in Form von Leckagen (siehe Abbildung 9), die erzwungene Anlagenstillstände zur Folge hatten und die Verfügbarkeit der Anlage deutlich reduzierten. Durch die fortgeschrittene Schädigung der Heizflächen am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers galten sowohl Fernwärmeschleife als auch Kondensatvorwärmeschleife im Jahr 2014 als nicht mehr betreibbar. Weiters bestand die Gefahr einer Leckage am Economiser, die einen mehrwöchigen Anlagenstillstand zu Folge gehabt hätte.

2.6 Problemstellung

Auf Grund der in Kapitel 2.5 beschriebenen Probleme und da es keinerlei Anzeichen dafür gab, dass ein Betrieb der Gasturbine in absehbarer Zeit wieder wirtschaftlich möglich würde, wurde 2014 ein Projekt gestartet, um die Situation zu analysieren und mögliche Maßnahmen zur Anpassung der Anlage an die geänderten Rahmenbedingungen auszuarbeiten. Folgende Projektziele wurden definiert und stellen gleichzeitig die Aufgabenstellung dieser Arbeit dar:

- Herstellen einer Anlagenkonfiguration, die einen dauerhaften und nachhaltigen Betrieb der Anlage im Frischluftbetrieb bei gleichbleibendem Wirkungsgrad ermöglicht, d.h. im Wesentlichen die Eliminierung des Verschmutzungsmechanismus im Ganzen oder die Verminderung seines Einflusses.
- Erhöhung des Wirkungsgrades im Frischluftbetrieb ohne Verschlechterung der Effizienz des GuD-Betriebs
- Flexibilisierung der Anlage, um auf künftige Änderungen der Randbedingungen reagieren zu können.

Der Inhalt dieses Projektes stellt einen wesentlichen Teil der vorliegenden Arbeit dar und dient wie einleitend beschrieben als Anwendungsbeispiel für die thermodynamische Berechnung auf Basis von Jahreslastgangbetrachtungen. Die Abwicklung dieses Projektes zur Klärung der oben angeführten Problemstellung erfolgte unter Führung der voestalpine Stahl in enger Zusammenarbeit mit dem Kesselhersteller Andritz Energy & Environment sowie der VTU Energy.

3 Modellbildung & Methodik

3.1 Entwicklungsstand thermodynamischer Berechnungsmethoden

Berechnungsmodelle auf Basis thermodynamischer Zusammenhänge stellen in der Regel die Grundlage dar, um Anlagenmodifikationen, Umbauten aber auch Kraftwerksneubauten im thermischen Bereich technisch und wirtschaftlich zu bewerten. Sie sind somit auch Mittel der Wahl bei der Analyse und Implementierung von Flexibilisierungsmaßnahmen in kalorischen Kraftwerken, wobei sich auf Grund des zunehmenden Anteils an erneuerbaren Energien nicht nur die Anforderungen an die Kraftwerke selbst, sondern auch jene an die Berechnungsmethoden geändert haben. Bei der thermodynamischen Prozesssimulation werden im Allgemeinen mathematische Modelle auf Basis der Bilanzgleichungen von Masse, Energie und Stoffen erstellt und diese mittels numerischer Berechnungsalgorithmen gelöst. Im Wesentlichen wird zwischen zwei unterschiedlichen Berechnungsverfahren, einem stationären und einem instationären, unterschieden.

Bei der **instationären Prozesssimulation** - darunter versteht man die zeitabhängige bzw. transiente Beschreibung von physikalischen Vorgängen - können dynamische Vorgänge unter Berücksichtigung von Speichern oder Trägheiten nachgebildet werden. Die instationäre Prozesssimulation hat ihren Ursprung im kerntechnischen Bereich in den frühen 70er Jahren, da durch die zunehmenden Sicherheitsanforderungen der Bedarf an einer Beschreibung der transienten Vorgänge bei Störfallszenarien gestiegen war. Die ersten instationären numerischen Modelle wurden 1972 von Sanathanan [38] zur Beschreibung der Wasser-Dampfseite eines Kernreaktors bei Lastwechsel und von Aström und Eklund [39] zur Untersuchung des Verhaltens eines Naturumlaufdampferzeugers bei dynamischen Vorgängen vorgestellt. In den darauffolgenden Jahrzehnten stellte die Rechenleistung den limitierenden Faktor in Hinblick auf die Modellgröße dar. Man behalf sich durch die Betrachtung ausgewählter Teilsysteme oder einzelner Komponenten und durch eine Abgrenzung mittels Systemgrenzen und geeigneter Randbedingungen. Üblicherweise wurde im thermischen Kraftwerksbereich zwischen der Modellierung der Gas-Seite und der Wasser-Dampf-Seite unterschieden und diese Modelle wurden dann nur zur Beantwortung sehr spezifischer Fragestellungen herangezogen. Erst mit Beginn des 21. Jahrhunderts entstand - unterstützt durch die verfügbare Rechenleistung - der Trend hin zu komplexen Gesamtmodellen der Anlagen, die anschließend zur Beantwortung sehr vielseitiger Fragestellungen herangezogen werden konnten. [40]

War in der Vergangenheit die instationäre Prozesssimulation nur einem sehr begrenzten Personenkreis im universitären Umfeld zugänglich, da die Rechenalgorithmen selbst programmiert werden mussten, so steht heutzutage eine Vielzahl an kommerziellen Programmpaketen mit grafischer Benutzeroberfläche oder vorkonfigurierten Bauteilbibliotheken für den industriellen Bereich zur Verfügung. Einer der bekanntesten Vertreter ist das Softwarepaket APROS, das ursprünglich von dem finnischen Forschungszentrum VTT für den kerntechnischen Bereich entwickelt und ab den frühen 90er

Jahren dann für den konventionellen Bereich erweitert wurde. Weitere verfügbare Programmpakete sind zum Beispiel das in den USA entwickelte ASPEN Plus Dynamics oder die frei zugängliche open-source Modelica-Bibliothek ThermoPower.

Im Hinblick auf die Bewertung und Analyse von Flexibilisierungsmaßnahmen in konventionellen Kraftwerken zeigten eine Vielzahl an ausgezeichneten Arbeiten der letzten Jahre, insbesondere im deutschsprachigen Raum, die Einsatzmöglichkeiten der instationären Prozesssimulation auf. Die Arbeit von Starkloff [40] beschreibt die Entwicklung eines instationären, eindimensionalen Berechnungsmodells eines Steinkohlekraftwerks auf Basis von APROS, das speziell auf die Untersuchung von flexibilitätssteigernden Maßnahmen ausgelegt worden ist. Die Arbeiten von Gottelt [27] sowie die darauf aufbauende Arbeit von Meinke [28], beide im Zuge des VGB Power Tech e.V. Forschungsprojekts „Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen“ entstanden, präsentieren Modelle für Steinkohle- und GuD-Kraftwerke unter Verwendung der Modelica-Bibliothek ThermoPower. Diese erlauben neben der Untersuchung von Flexibilitätsmaßnahmen auch eine Beurteilung des Lebensdauerverbrauchs kritischer, dickwandiger Bauteile. Die Arbeit von Zehner [41] zeigt ein umfangreiches, mit Messdaten validiertes Modell des Heizkraftwerks Zölling, das zur Betriebsoptimierung herangezogen wurde.

Die **stationäre Prozesssimulation** bzw. Kreislaufrechnung ist im Gegensatz zur instationären Prozesssimulation bereits seit vielen Jahrzehnten fixer Bestandteil der Energie- und Prozesstechnik und wird hauptsächlich zur Auslegung und Optimierung von Kraftwerksprozessen herangezogen. Bei dieser Art der Berechnung können keine dynamischen Vorgänge abgebildet werden, sondern es werden ausschließlich stationäre „eingeschwungene“ Lastpunkte betrachtet.

Im Bereich der stationären Prozesssimulation gibt es neben verschiedenster herstellereigener in-house Software wie z.B.: KRAWAL von Siemens auch eine Vielzahl guter kommerziell verfügbarer Programmpakete. Die bekanntesten Vertreter im Kraftwerksbereich sind neben ASPEN Plus, Thermoflow und GateCycle vor allem auch EBSILON®*Professional* der Firma Steag, das insbesondere im deutschsprachigen Raum häufige Anwendung findet. Weiters soll noch die Software IPSEPro der Grazer Firma SimTech angeführt werden, die 1991 als Spin-Off aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz hervorgegangen ist.

Im Zuge der Berechnungen werden üblicherweise ein oder mehrere „typische“, stationäre Lastpunkte für die Untersuchungen herangezogen, um die wirtschaftlichen Vorteile bzw. Nachteile der verschiedenen Anlagenkonfigurationen zu bestimmen. Meist werden diese Lastpunkte abhängig von der Anlagenlast (z.B.: 100 %, 80 %, Min-Last, etc.) definiert und/oder saisonal bedingten typischen Betriebsmodi (z.B. Winter-, Sommer-, Übergangsbetrieb, etc.) zugeordnet. Die Arbeit von Wolter et al. [42] zeigt einen solchen, zum Teil aufwendigen Auswahlprozess begrenzter, repräsentativer Lastpunkte am Beispiel eines Industriekraftwerkes im Detail. Die Ermittlung einer Jahres-Energiebilanz auf Basis dieser ausgewählten Punkte ist in diesem Fall mit einer Genauigkeit kleiner 3 % möglich. Von einer Jahresrechnung auf stündlicher Basis wurde auf Grund der hohen Berechnungsdauer Abstand genommen. Eine Schwierigkeit bei der Verwendung von repräsentativen Lastpunkten ist, wie

von Pal et al. [43] ausführlich diskutiert, Lastpunkte für die Validierung des Modells in den Betriebsdaten der Anlage zu finden, da durch den veränderlichen Betrieb diese entweder zu kurz für das Erreichen eines stabilen Betriebs oder gar nicht gefahren wurden. Oft müssen die repräsentativen Lastpunkte aus diesen Gründen sogar gezielt für die Validierung des Modells angefahren werden, wie z.B. in der Arbeit von Brugger [44] näher beschrieben.

Im Gegensatz zum kalorischen Bereich gibt es bei den solarthermischen Kraftwerken bereits erste Ansätze, Jahresrechnungen auf stündlicher Basis zu rechnen, um so den Stand der Sonne exakt nachbilden zu können. Haak et al. [45] haben auf Basis eines umfangreichen EBSILON®*Professional*-Modells ein vereinfachtes, schnelleres Rechenmodell erstellt, das im Vergleich zum Original-Modell eine über 35-fach schnellere Rechenzeit ermöglicht. Somit konnte die Berechnungsdauer für ein Jahr in stündlicher Auflösung von 45 min auf ca. 1-2 min verkürzt werden, wobei im Gegenzug auf Grund der Vereinfachung des Modells eine Abweichung von +/-1,5 % im Vergleich zum Original-Modell in Kauf genommen werden musste.

Dass die Verwendung stationärer Prozesssimulation auch in Zusammenhang mit den Auswirkungen der Energiewende auf konventionelle Kraftwerke als geeignetes Tool angesehen werden kann, zeigt die Arbeit von Ruprecht [33], die sich speziell auf die Untersuchung und Optimierung von Teillastbetriebspunkten fokussiert. Als Softwarepaket wurde EBSILON®*Professional* verwendet.

3.2 Modellbildung

3.2.1 Softwarepaket

Die Simulationen in dieser Arbeit wurden mit Hilfe des Softwarepaketes EBSILON®*Professional* in der Version 12.04 durchgeführt. Es handelt sich dabei um ein System der STEAG GmbH zur Simulation von thermodynamischen Kreisprozessen zur Anlagenplanung, -auslegung und -optimierung. Die Modellierung erfolgt dabei über eine grafische Benutzeroberfläche, auf der ein Prozess einerseits aus Komponenten aus einer mitgelieferten programmeigenen Bauteilbibliothek oder aber auch aus selbst programmierten Modulen aufgebaut werden kann. Die Lösung einer Berechnung erfolgt über die Linearisierung aller nichtlinearen Gleichungen in einer Rechenmatrix unter Anwendung des Newton-Verfahrens, sowie der nachfolgenden iterativen Lösung des Gleichungs-Systems über den Gauß-Seidl-Algorithmus. [46]

Die Software wurde ausgewählt, da auf Grund der Vielzahl an vordefinierten Bauteilen und der guten grafischen Benutzeroberfläche eine schnelle Anpassung der Anlagenkonfiguration möglich ist. Durch die vielseitigen Konfigurationsmöglichkeiten der Bauteile und die Möglichkeit, selbstprogrammierte Module zu erstellen, um spezifische Details zu modellieren, kann das Anlagenverhalten sowohl im Auslegungspunkt als auch in Teillast exakt nachgebildet werden. In Kombination mit der verfügbaren Excel-Schnittstelle, dem schnell konvergierenden Rechenkern des Programms und leistungsstarker Rechenserver können in kürzester Zeit zigtausend Rechnungen durchgeführt werden.

3.2.2 Allgemeine Annahmen und Definitionen

Folgende allgemeine Definitionen und Annahmen wurden bei den Berechnungen verwendet:

- Verwendete Dampftafel: IAPWS-IF97 (Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam). [47]
- Gasformulierungen nach FDBR (Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau). Es wurden für alle Zusammensetzungen außer für H₂O Gleichungen für Ideales Gas verwendet. Realgaskorrekturen wurden nicht angewandt. [48]
- Heizwertberechnung nach FDBR (Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau) bei einer Referenztemperatur von 0°C. [48]
- Definition des Enthalpie-Nullpunkts: Der Enthalpie-Nullpunkt aller Luft- und Rauchgasströme wurde bei 0°C und im gasförmigen Zustand festgelegt. Gemäß IAPWS-IF97 [47] entspricht der Nullpunkt der spezifischen Enthalpie von Wasser im siedenden Zustand am Tripelpunkt den Wert 0,611783 J/kg.

3.2.3 Anlagenmodell

Abbildung 11 zeigt das gesamte EBSILON®Professional Modell in der Originalkonfiguration, das als Basis für die in Kapitel 1 durchgeführten Einflussanalysen herangezogen wurde. Das Modell kann in 3 Teilmodelle unterteilt werden, die in den nachfolgenden Unterkapiteln detaillierter vorgestellt werden. Neben einer kurzen Beschreibung sollen ausgewählte Komponenten, deren Detailmodellierung für das Verständnis der Ergebnisse der vorliegenden Arbeit relevant sind, näher diskutiert werden. Auf eine detaillierte Auflistung aller für die Untersuchungen verwendeten Komponenten bzw. Bauteile wird verzichtet.

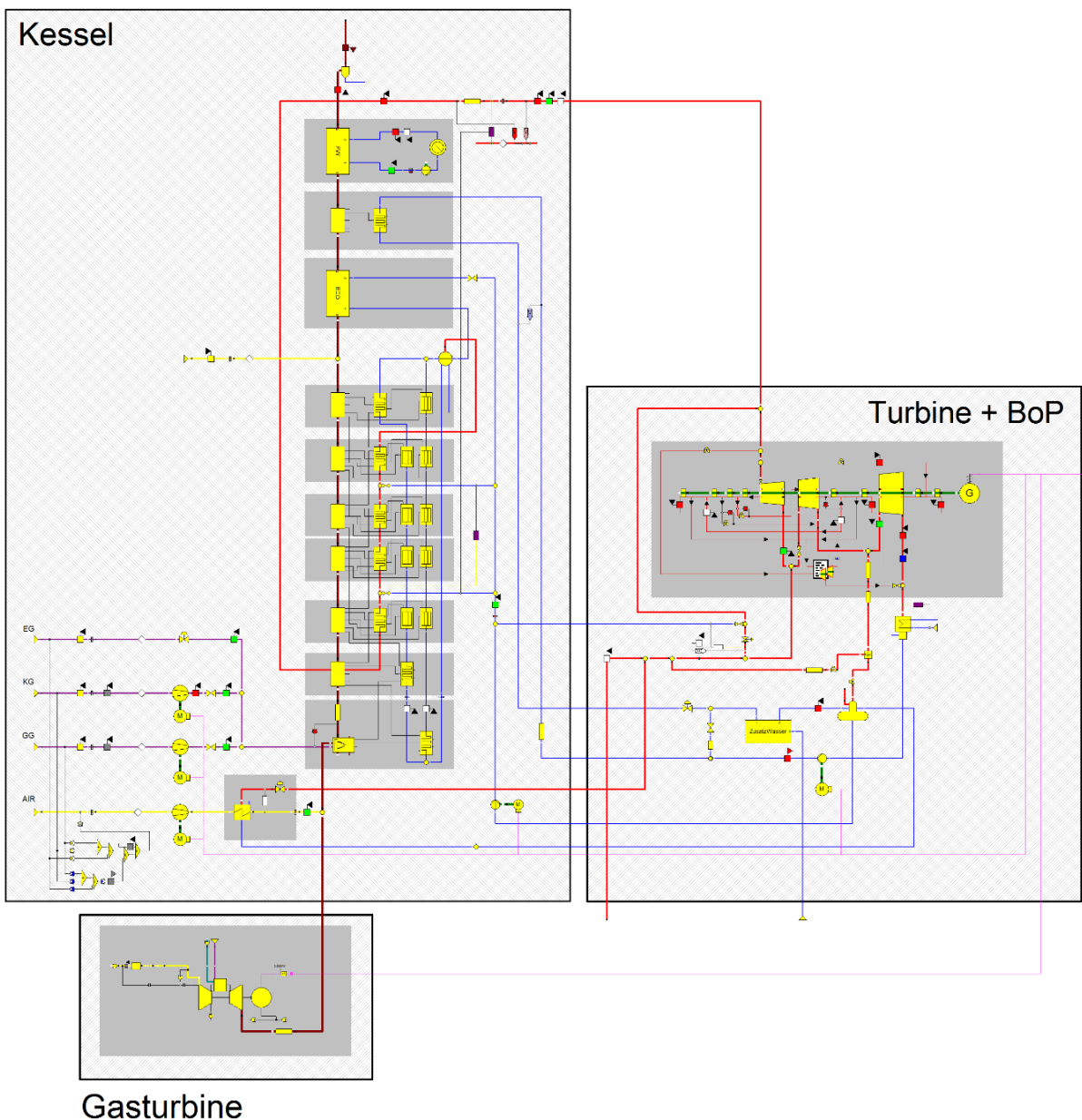


Abbildung 11 - EBSILON®Professional Gesamtmodell (Modell wurde zur besseren Übersicht vereinfacht)

3.2.3.1 Teilmodell Kessel

In Abbildung 12 ist das Detailmodell des Kessels dargestellt:

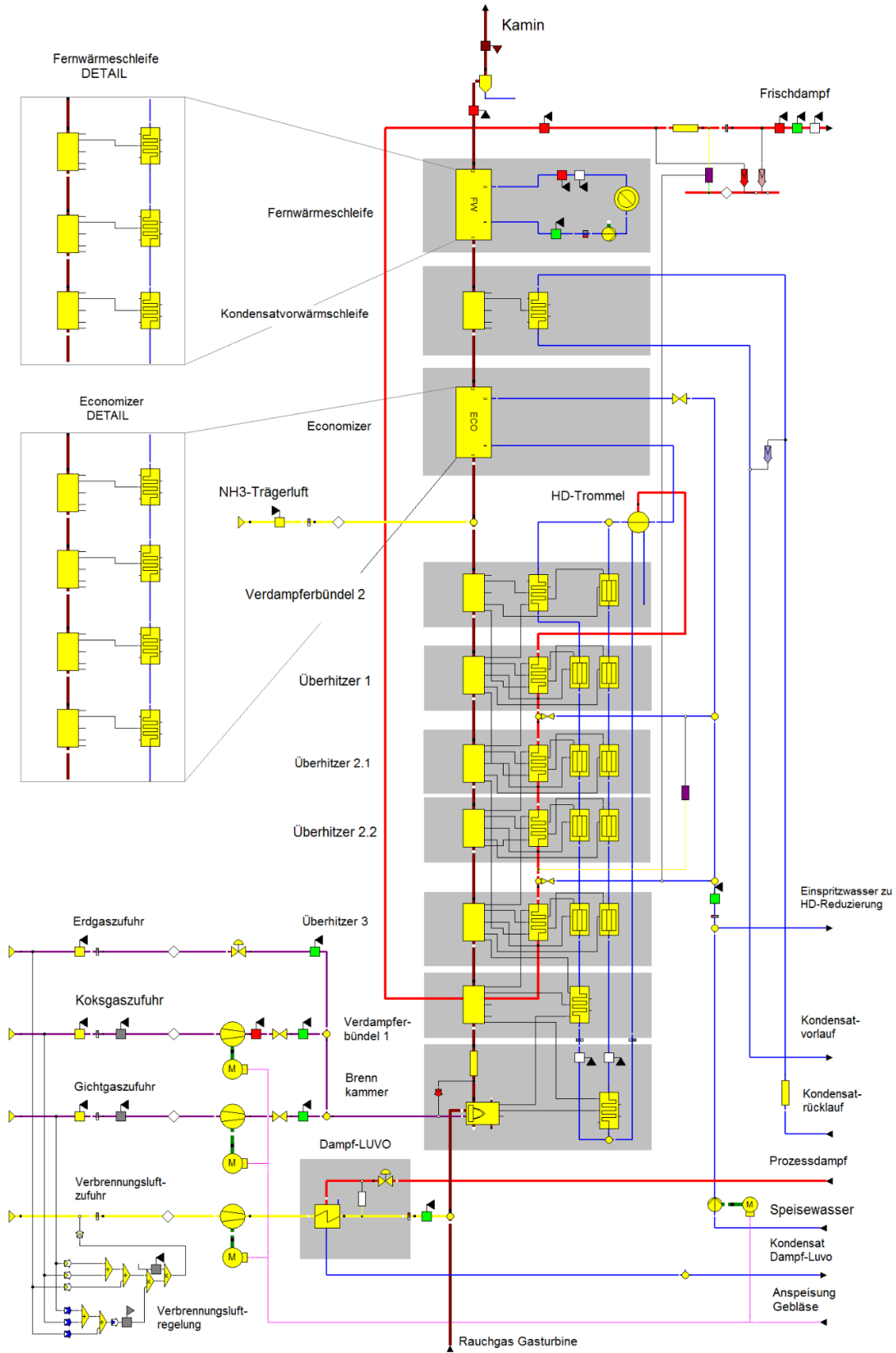


Abbildung 12 - Teilmodell Kessel (Modell wurde zur besseren Übersicht vereinfacht)

Neben der Brenngas- und Verbrennungsluftzufuhr inklusive Gebläse und Vorwärmer ist in diesem Teilmodell im Speziellen der Aufbau des Abhitzedampferzeugers ersichtlich. Die Modellierung der Kesselbauteile erfolgte im EBSILON®*Professional* unter Verwendung von speziellen Kesselbauteilen (EbsBoiler Komponenten), die eine geometriebasierte Nachbildung der Kesselheizflächen ermöglicht. Dazu wird der Abhitzedampferzeuger in Kesselsegmente unterteilt (siehe Abbildung 13), wobei der Rauchgasteil sowie der Wasser/Dampf-Teil durch unterschiedliche Bauteile repräsentiert werden (Bauteil 88 & 89). Auf die Kesselmodellierung inklusive thermodynamischer Zusammenhänge und auf die Abbildung der Verbrennungsluftregelung des Kesselmodells wird im Folgenden näher eingegangen.

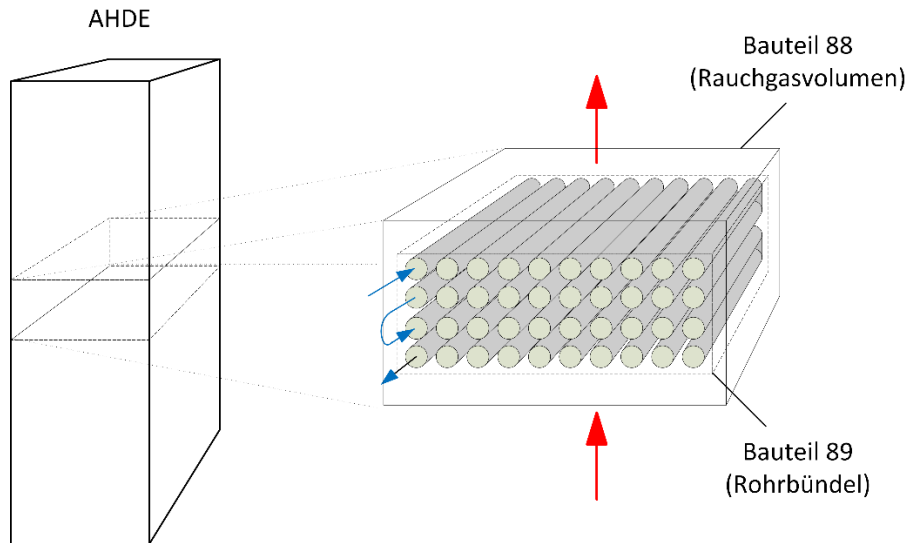


Abbildung 13 - Heizflächensegment

Modellierung des rauchgasseitigen Wärmeübergangs - Bauteil 88

Das Bauteil 88 im EBSILON®*Professional* wurde zur Modellierung des rauchgasseitigen Wärmeübergangs der Kesselheizflächen herangezogen. Abbildung 14 zeigt die Komponente inklusive möglicher Anschluss-Ports. Das Element ermöglicht neben einer Übertragung eines Wärmestroms zur Hauptheizfläche (Komponente 89) den Anschluss von bis zu zwei Nebenheizflächen, sowie die Berücksichtigung der Wärmestrahlung des Rauchgases zu nach- bzw. vorgeschalteten Rauchgaszonen. Zusätzlich zu den Geometrievorgaben kann dem Bauteil ein nominaler Druckverlust bzw. eine relative Verlustleistung vorgegeben werden. [49]

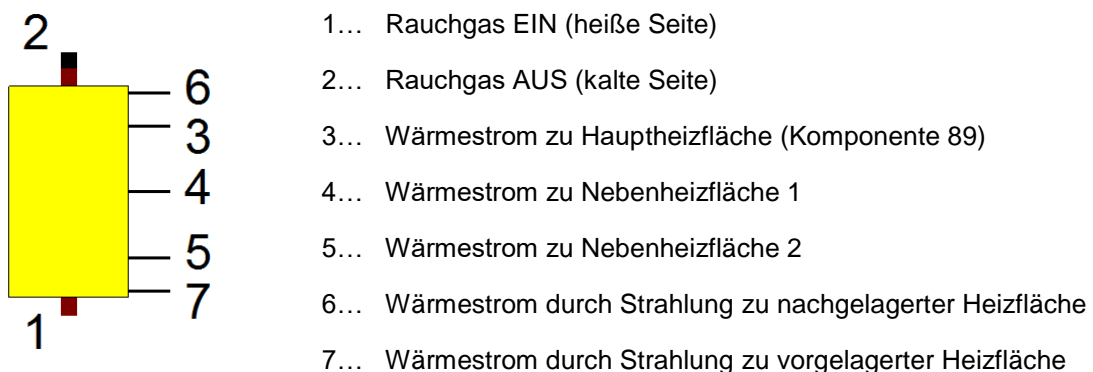


Abbildung 14 - EBSILON®*Professional* Bauteil 88 [49]

Die Gleichungen [3-1][3-2][3-3] zeigen die Massen- und Energiebilanzen des Bauteils:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad [3-1]$$

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{12} \quad [3-2]$$

$$\dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_{R6} + \dot{Q}_{R7} + \dot{Q}_{Verlust} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad [3-3]$$

Soll die Wärmestrahlung zur vor- bzw. nachgeschalteten Heizfläche berücksichtigt werden, wird die übertragene Wärmemenge gemäß den Gleichungen [3-4] und [3-5] bestimmt. Die jeweiligen Sichtfaktoren φ und Emissionsgrade ϵ werden in den jeweils dazugehörigen Bauteilen 89 ermittelt. Als λ wird in diesem Fall ein dimensionsloser, empirischer Vertrimmungsfaktor bezeichnet, der auf Basis von Erfahrungswerte von Kesselherstellern mit 0,85 vorgegeben wird. C_S ist die Stefan-Boltzmann Konstante und entspricht $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴]. A wird als Austauschfläche bezeichnet und geometrisch ermittelt. Durch den Faktor *BEW3* erfolgt eine Bewertung der Effizienz des Wärmeübergangs, wobei dieser Parameter dem Faktor *EFF* der korrespondierenden Hauptheizfläche entspricht. Die Wärmestrahlung ist stets positiv, d.h. es wird nur Wärmestrahlung vom Rauchgas in die Heizfläche abgegeben und nicht umgekehrt. [49]

$$\dot{Q}_{R6} = \varphi_6 C_S \epsilon_3 A_6 (1 - \epsilon_6) \lambda (T_{RH6}^4 - T_{RL6}^4) BEW3 \quad [3-4]$$

$$\dot{Q}_{R7} = \varphi_7 C_S \epsilon_3 A_7 (1 - \epsilon_6) \lambda (T_{RH7}^4 - T_{RL7}^4) BEW3 \quad [3-5]$$

Als Strahlungstemperatur des Rauchgases des emittierenden Bauteils 88 wird die mittlere Temperatur zwischen ein- und austretendem Rauchgas verwendet.

$$T_{RH6} = T_{RH7} = \frac{T_1 + T_2}{2} + 273,15 \quad [3-6]$$

Als Strahlungstemperatur der absorbierenden Heizflächen werden deren mittleren Wandtemperaturen herangezogen:

$$T_{RL6} = T_{Wand6} \quad [3-7]$$

$$T_{RL7} = T_{Wand7} \quad [3-8]$$

Der im Bauteil 88 spezifizierte Druckverlust wird in Teillast einer vom Massenstrom und spezifischen Volumen abhängigen Korrektur unterzogen:

$$\Delta p_{12} = \Delta p_{12N} \frac{v_1}{v_{1N}} \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1N}} \right)^2 \quad [3-9]$$

Modellierung des Wasser/Dampf-seitigen Wärmeübergangs - Bauteil 89

Das Bauteil 89 wurde zur Modellierung der Wasser/Dampf-seitigen Wärmeübergänge herangezogen und ist das Gegenstück zum bereits beschriebenen Bauteil 88. Die Komponente wird zur Abbildung von Economisern, Verdampfern und Überhitzern in

verschieden Ausführungsformen eingesetzt, so z.B. als Flossenwand mit hohem Strahlungsanteil am Wärmeübergang oder als Rohrbündel mit hauptsächlich konvektivem Wärmeübergang. Das Bauteil ist in Abbildung 15 dargestellt. [49]

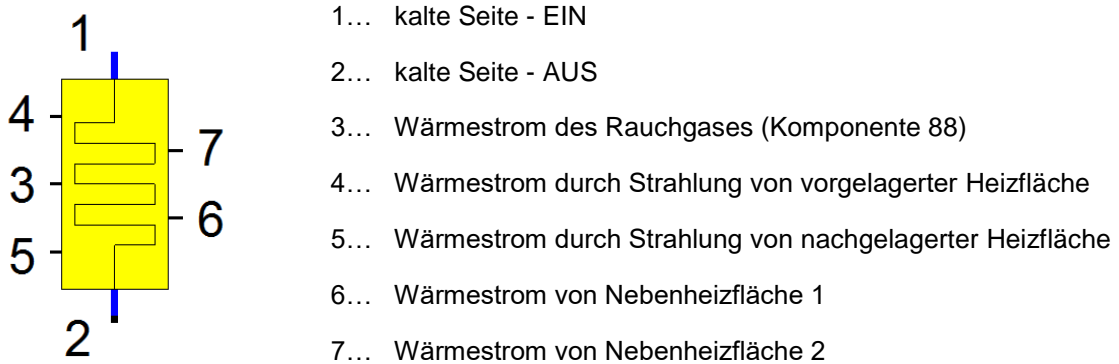


Abbildung 15 - EBSILON®Professional Bauteil 89 [49]

Dem Bauteil können detaillierte Geometrievorgaben, Werkstoffe, Druckverluste, Faktoren für Verschmutzung sowie Details für die Bewertung der Strahlung vorgegeben werden. Die Gleichungen [3-10][3-11][3-12] zeigen die Massen- und Energiebilanz des Elements:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad [3-10]$$

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{1-2} \quad [3-11]$$

$$k A \Delta T_m + \dot{Q}_{R4} + \dot{Q}_{R5} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad [3-12]$$

Für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz werden die Rauchgas-Ein- und Austrittstemperaturen aus dem dazugehörigen Bauteil 88 herangezogen. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird aus dem inneren Wärmeübergang α_i , dem äußeren Wärmeübergang durch Strahlung α_R und Konvektion α_C , der Wärmeleitfähigkeit κ sowie den Faktoren EFF für die Effizienz und k_{Foul} für die Verschmutzung berechnet. Die Flächen A_A , A_I und A_M sind jene des Wärmetauschers, wobei die Indizes für Außen, Innen und Mitte stehen. Die Variable s bezieht sich auf die Wanddicke. [49]

$$\alpha_o = \alpha_R + \alpha_C \quad [3-13]$$

$$\frac{EFF}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i \frac{A_A}{A_I}} + \frac{s}{\kappa \frac{A_A}{A_M}} + k_{Foul} \quad [3-14]$$

Der Effizienzfaktor EFF wird in dieser Arbeit zur Berücksichtigung der Verschmutzung bzw. der verschmutzungsbedingten Abwertung der Heizflächen herangezogen. Theoretisch wäre im unverschmutzten, neuwertigen Zustand eine Effizienz von $EFF=1$ denkbar. Typischerweise wird für diesen Kesseltyp und Brennstoff aber bereits bei der Auslegung eine Abwertung auf

$EFF=0,92$ vorgenommen [50]. Aus diesem Grund wird für alle Heizflächen, mit Ausnahme der Economiserheizflächen, im neuwertigen Zustand eine Effizienz von $EFF=0,92$ verwendet. Bei den Economiserheizflächen musste im neuwertigen Zustand eine weitere Abwertung vorgenommen werden, da durch die große Heizfläche eine unrealistisch niedrige Spreizung von unter 3°C zwischen Speisewassereintritt und Rauchgasaustritt erzielt werden kann. Auf Grund unvermeidlicher Bypassströme des Rauchgases, die nicht voll am Wärmetausch teilnehmen, sind in der Realität Spreizungen von unter $7 - 8^{\circ}\text{C}$ bei nahezu beliebig großer Wärmeübertragerfläche physikalisch nicht möglich. Dieser Effekt wird in der vorliegenden Arbeit im Effizienzfaktor berücksichtigt, wobei die detaillierten Abnahmemessungen der Erstinbetriebnahme mit neuwertigen Heizflächen zeigten, dass auf Grund der beschriebenen Bypassströme eine weitere Abwertung um ca. 25 % auf $EFF=0,69$ notwendig ist, um realistische Ergebnisse zu erzielen.

Die Wärmeübergangskoeffizienten in Gleichung [3-14] werden gemäß den nachfolgend angeführten Abschnitten des VDI Wärmetlas [51] durch exakte Vorgabe der Rohr- bzw. Kesselgeometrie ermittelt, wobei im Wärmetlas bei der Berechnung zwischen Rohrbündel, Strahlungsheizflächen und Brennkammer unterschieden wird.

Der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i wird bei Einphasenströmung laut Gnielinski (Abschnitt Gb) bzw. bei Blasensieden in vertikalen Verdampferrohren laut Abschnitt Hbb ermittelt. Die Definition der Strömungsform wurde je Heizfläche manuell vorgegeben. Bei Economiserheizflächen wurde die Einphasenströmung gewählt, d.h. im Falle etwaigen Ausdampfens wird die Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten durch das Sieden vernachlässigt. Dieser Schritt kann dadurch gerechtfertigt werden, dass das Ausdampfen im Verhältnis zur gesamten Heizflächengröße nur in einem kleinen Teilbereich stattfindet. [49]

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_c bei Konvektion wird bei quer angeströmten glatten Rohren laut Abschnitt Gf und für gerippte Rohre laut Abschnitt Mb berechnet. Bei Strahlungsheizflächen wird der konvektive Wärmeübergang nicht berücksichtigt. [49]

Die Ermittlung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_R der Gasstrahlung mit geringer Staubbelastung sowie die Berechnung der gleichwertigen Schichtdicke erfolgt gemäß Abschnitt Kc. Die Bewertung der Staubbelastung in Form von Partikeln wie Asche, Koks und Ruß erfolgt nach Abschnitt Ke, wobei die Partikelstrahlung nur in Verbrennungszonen berücksichtigt wird. [49]

Neben dem Wärmeübergang aus dem dazugehörigen Rauchgasquerschnitt kann das Bauteil auch die Wärmestrahlung vor- oder nachgelagerter Heizflächen und Gasvolumina berücksichtigen. Für die Bewertung der Strahlung des Rauchgases wird als Fläche der Rauchgasquerschnitt herangezogen. Als Temperatur wird bei Konvektionsheizflächen die mittlere Temperatur zwischen Rauchgaseintritts- und Rauchgasaustrittstemperatur und bei der Brennkammer die Rauchgasaustrittstemperatur verwendet. [49]

Der Sichtfaktor φ wird bei Strahlungs- und Verbrennungszonen laut Abschnitt Kb ermittelt. Bei Rohrbündel mit glatten Rohren wird der Sichtfaktor gemäß Gleichung [3-15] berechnet, wobei d_a der Außendurchmesser, t_l der Abstand und n die Anzahl der Rohre sind. Bei Rippenrohren ist der Sichtfaktor gleich 1. [49]

$$\varphi = \frac{d_a}{t_l \frac{n}{n+1}} \quad [3-15]$$

Wie im Bauteil 89 wird auch beim Bauteil 88 der spezifizierte Druckverlust in Teillast einer vom Massenstrom und dem spezifischen Volumen abhängigen Korrektur unterzogen:

$$\Delta p_{12} = \Delta p_{12N} \frac{v_1}{v_{1N}} \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1N}} \right)^2 \quad [3-16]$$

Einfluss der Rauchgassegmentanzahl

Wenn $k \cdot A$ vorgegeben werden, ist speziell bei großen Heizflächen, wie sie bei Block 01 beim Economiser vorliegen, eine Aufteilung der Heizflächen in einzelne Segmente notwendig, um zufriedenstellende Simulationsergebnisse zu erreichen. Abbildung 16 zeigt zur Veranschaulichung einen fiktiven Kesselabschnitt, der mit einem (siehe Abbildung 16 links) und oder mit zwei Bauteilen (siehe Abbildung 16 rechts) modelliert wurde. Die Eingangsparameter von Rauchgas und Speisewasser sind jeweils ident, die Heizflächengröße der Komponente rechts entspricht jeweils 50 % des Bauteils links. Es wird in allen Elementen von ein- und demselben Wärmedurchgangskoeffizient k ausgegangen.

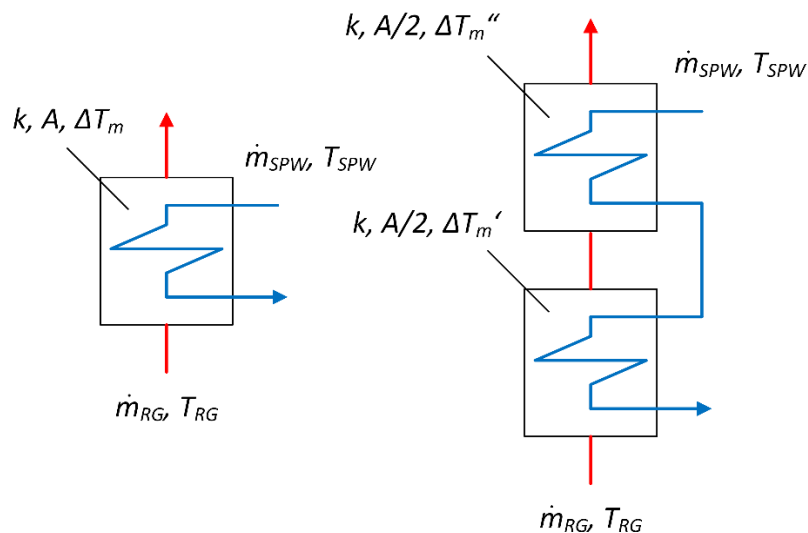


Abbildung 16 - Aufteilung Rauchgassegmente

Wird nun eine Energiebilanz der beiden Optionen aufgestellt (siehe Gleichung [3-17]), zeigt sich, dass die Summe der übertragene Wärmemenge beider Varianten nicht ident ist. Dieses Ergebnis ist darauf zurückzuführen, dass die logarithmische Temperaturdifferenz des einen

Bauteils nicht dem arithmetischen Mittel der Temperaturdifferenzen der beiden anderen Elemente entspricht (siehe Formel [3-18]).

$$k A \Delta T_m \neq k \frac{A}{2} \Delta T'_m + k \frac{A}{2} \Delta T''_m \quad [3-17]$$

$$\Delta T_m \neq \frac{\Delta T'_m + \Delta T''_m}{2} \quad [3-18]$$

Um die notwendige Anzahl der Rauchgassegmente pro Heizfläche zu ermitteln, wurde eine Einflussanalyse durchgeführt. Abbildung 17 zeigt beispielhaft die Ergebnisse der Untersuchungen beim Economiser, wobei dieser abhängig von der Anzahl der Rohrreihen in 1, 2, 4, 9, 14 oder 27 Segmente unterteilt wurde. Die Ergebnisse zeigen, dass - wie in Abbildung 17 an Hand des Economisers in einem GuD-Lastpunkt dargestellt - Abweichungen von bis zu 1 MW bzw. 2 – 3 % der übertragenen Wärmeleistung auftreten können. Es wurde allerdings festgestellt, dass bei großen Heizflächen bereits ab einer Aufteilung in 3-5 Segmente sehr gute Ergebnisse erzielt werden können.

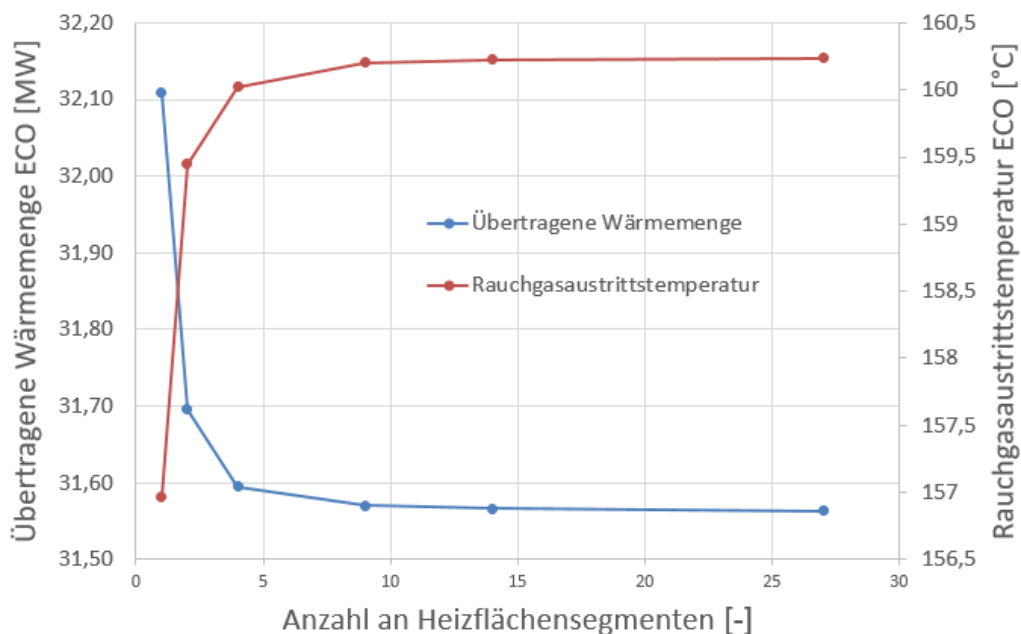


Abbildung 17 - Einfluss der Rauchgassegmentanzahl auf die Modellierung des Economisers (GuD-Lastpunkt 1 – maximale Zusatzfeuerung)

Verbrennungsluftregelung

Für die Vorgabe der Verbrennungsluftmenge wurde die in der Leittechnik implementierte Berechnung verwendet, da mit der Vorgabe der gemessenen Verbrennungsluftmenge keine zufriedenstellende Übereinstimmung mit dem im Rauchgas gemessenen Rest-O₂ erzielt werden konnten. Die Berechnung der notwendigen Verbrennungsluftmenge erfolgt im Leitsystem als Funktion der jeweiligen Brennstoffmengen und Heizwerte der Brenngase:

$$\dot{V}_{FL} = f(\dot{V}_{KG}, H_{u,KG}, \dot{V}_{GG}, H_{u,KG}, \dot{V}_{EG}, H_{u,EG}) \quad [3-19]$$

3.2.3.2 Teilmodell Dampfturbine + Balance of Plant (BoP)

In Abbildung 18 ist das Teilmodell der Turbine inklusive dem Kondensat- und Speisewassersystem (Balance of Plant – kurz: BoP) zu sehen.

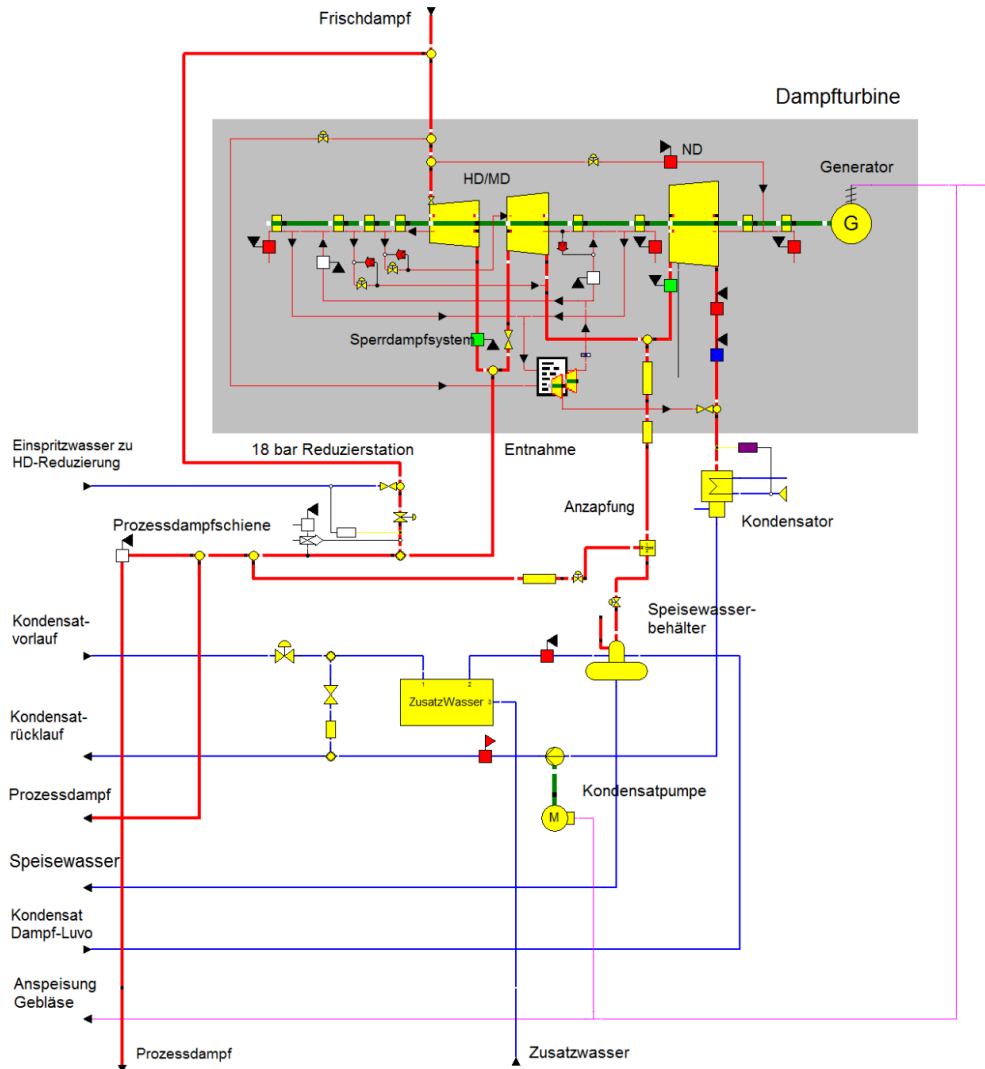


Abbildung 18 - Teilmodell Dampfturbine und Balance of Plant (BoP)

Die reale Turbine, bestehend aus zwei Gehäusen, einer einflutigen HD/MD-Turbine und einer doppelblutigen ND-Turbine, wurde in Form von drei Teilturbinen inklusive einer detailgetreuen Nachbildung des Leck- und Sperrdampfsystems modelliert. Auf Grund der geregelten Entnahme wurde die HD/MD-Turbine in zwei Expansionsbereiche unterteilt. Zum Verständnis der Berechnungen wird im Folgenden auf den für die Dampfturbinenmodellierung verwendeten EBSILON®*Professional* Bauteil 122 näher eingegangen.

Dampfturbinenmodellierung – Bauteil 122

Dieser Bauteil wurde zur Beschreibung von Turbinen verwendet und ermöglicht eine sehr realistische und detailgetreue Nachbildung von Dampfturbinen. Die Modellierung basiert auf einer Veröffentlichung von Spencer, Cotton & Cannon aus dem Jahre 1974 [52]. Die

Komponente inklusive Anschlussmöglichkeiten ist in Abbildung 19 dargestellt. Neben den Ports 1 und 2 für den Dampfein- und austritt, 3 und 4 für Anzapfungen, 5 und 6 für den Anschluss der Welle, stehen die Anschlüsse 7-10 zur detailgetreuen Nachbildung von Wellendichtungen zur Verfügung.

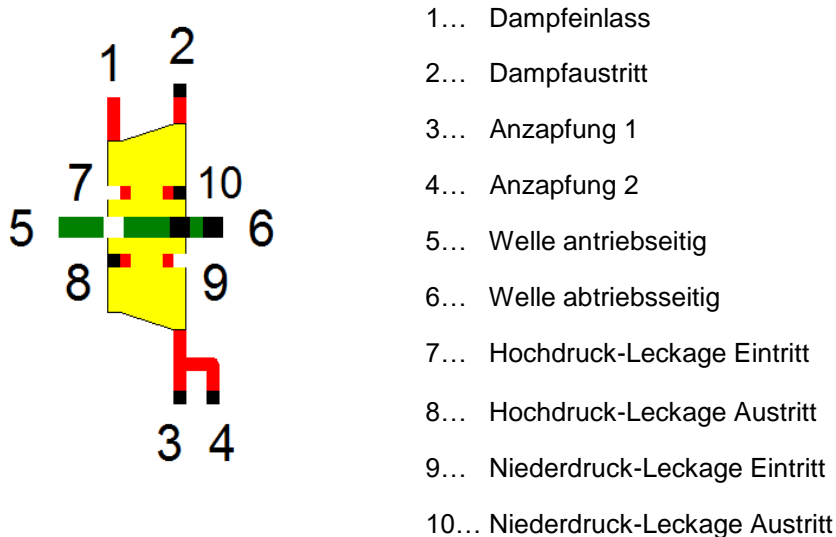


Abbildung 19 - EBSILON®Professional Bauteil 122 [49]

Abbildung 20 zeigt den Berechnungsablauf bzw. die Vorgabemöglichkeiten des Bauteils bei der Auslegung der Dampfturbine:

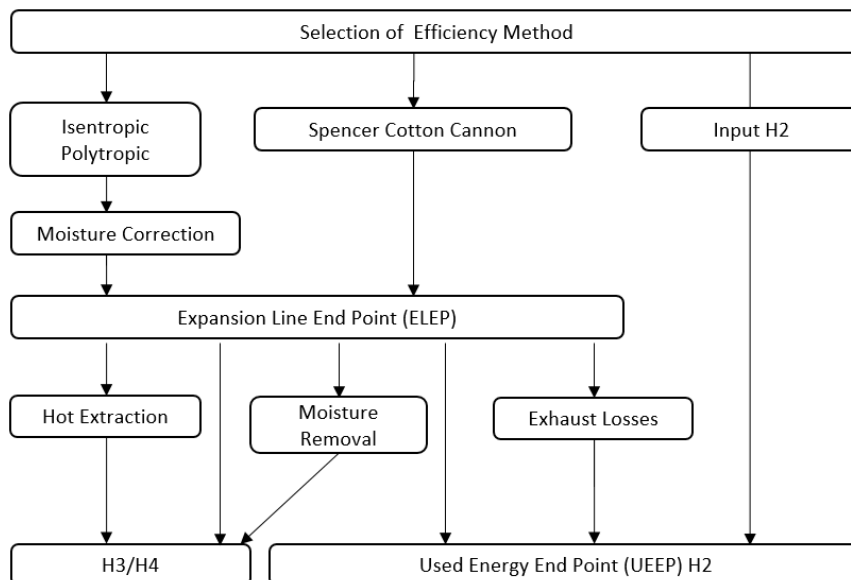


Abbildung 20 - Berechnungsablauf EBSILON®Professional Bauteil 122 [49]

Zur Auslegung einer Stufe können verschiedene Ansätze gewählt werden. Neben der Vorgabe des Isentropen- oder Polytropenwirkungsgrades ist auch eine Auslegung nach Spencer, Cotton & Cannon [52] oder die Vorgabe der Austrittsenthalpie möglich, was bei Block 01 auf Grund der großen Menge an Messdaten zur Bestimmung der Enthalpie Anwendung gefunden hat. Weiters ermöglicht das Bauteil bei der Auslegung die Berücksichtigung folgender Effekte. [49]

- Modellierung einer Düsengruppenregelung (governing stage) nach W. Traupel (Kapitel 12.2. [53]). In der ersten Turbinenstufe bei Block 01 wurde so die Düsengruppenregelung berücksichtigt, wobei die Öffnungspunkte massenstromabhängig abgeschätzt wurden, da keine Auslegungsdaten zur Verfügung standen.
- Berücksichtigung von Feuchtigkeitsverlusten (moisture correction) bei Expansion im Nassdampfgebiet nach Spencer, Cotton & Cannon [52], Baumann [54] oder Miller-Schofield [55]. Die Feuchtekorrektur wird nur auf jenen Teil der Expansionslinie angewendet, der sich im Nassdampfgebiet befindet. Zu diesem Zweck muss der Taupunkt der Expansionslinie bestimmt werden. Dabei geht das Modell von der Annahme aus, dass sich die Expansionslinie entlang einer Polytropen bewegt, welche der Definition nach Stodola definiert ist [53]:

$$\frac{\partial h}{\partial p} = \eta_p v \quad [3-20]$$

- Berücksichtigung der Austrittsverluste bei Turbinenendstufensektionen. Für die Berechnung ist die Vorgabe des Austrittsquerschnitts oder der Austrittsgeschwindigkeit notwendig. Die Bestimmung der Austrittsverluste erfolgte dann auf Basis der Publikation von Spencer, Cotton & Cannon [52] in Abhängigkeit der Endstufenschaufellängen verschiedener implementierter Austrittsverlustkurven, die - wie im Falle der letzten Stufe von Block 01 - noch manuell im Zuge der Feinabstimmung bei der Modellierung korrigiert wurden. Die Vorgabe der Kurven erfolgt in Form eines isentropen Verlusts im trockenen Zustand in Abhängigkeit von der Austrittsgeschwindigkeit der Endstufe (Kurve Block 01 siehe Abbildung 21). Während die Verluste bei hohen Austrittsgeschwindigkeiten durch ungenutzte kinetische Energie sowie den Druckverlust im Abdampfgehäuse verursacht werden, wird der Austrittsverlust bei niedrigen Geschwindigkeiten im Wesentlichen durch Turbulenzen und Wirbel am Schauelfuß der Endstufe bestimmt. Zur Bestimmung der effektiven Verluste wurde bei Block 01 noch eine Feuchtigkeitskorrektur implementiert.

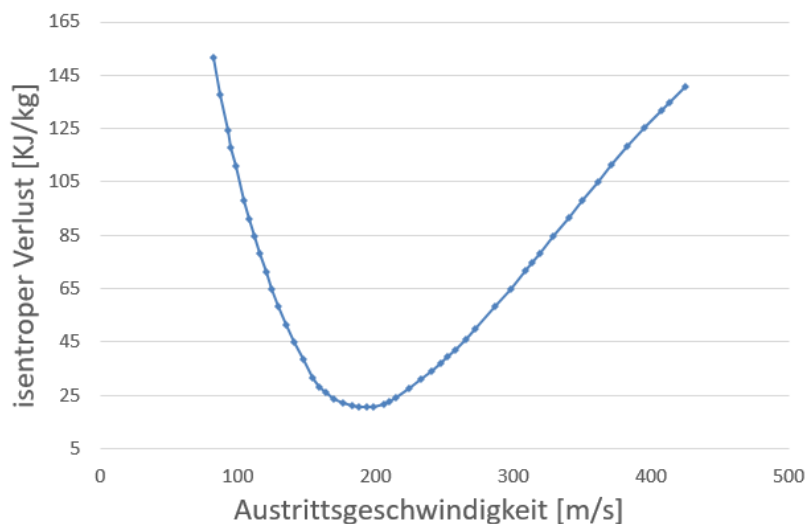


Abbildung 21 - Austrittsverlustkurve Block 01

- Korrektur der Austrittsenthalpie bei Anzapfungen (hot extraction) durch manuelle Vorgabe der Enthalpiedifferenz zwischen Austritt der Turbine und Anzapfung:

$$\Delta H = H_3 - H_2 \quad [3-21]$$

- Berücksichtigung von abgediebstem Wasser (moisture removal)
- Berücksichtigung von mechanischen Verlusten durch Vorgabe des mechanischen Wirkungsgrades η_M und/oder der Vorgabe der Verlustleistung $P_{Verlust}$

$$\Delta P_{65} = P_{Welle} \eta_M - P_{Verlust} \quad [3-22]$$

- Modellierung von Leckagen über Wellendichtungen

Die Berechnung des Massenstroms in Teillast erfolgte im Bauteil 122 nach dem Dampfkegelgesetz von Stodola (Formel [3-23]) auf Basis der im Auslegungslastpunkt definierten Nennparameter der Turbinenstufe (Gekennzeichnet durch Indizes N), wobei μ die Schluckzahl der Stufengruppe ist. Die mit Stern versehenen Parameter p_1^* und v_1^* kennzeichnen den Zustand in der Radkammer, wobei dieser unter Berücksichtigung der Verluste durch die Regelstufe oder andere Ventile am Einlass der Turbine aus Eintrittszustand 1 (Port 1 des Bauteils 122) ermittelt wird.

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} = \frac{\mu}{\mu_N} \frac{p_1^*}{p_{1N}^*} \sqrt{\frac{p_{1N}^* v_{1N}^*}{p_1^* v_1^*}} E \quad [3-23]$$

Der Faktor E wird nach Formel [3-24] mit Hilfe des Polytropenexponenten n und dem kritischen Druckverhältnis π_k berechnet.

$$E = \sqrt{\frac{(1 - \pi_k)^{\frac{n+1}{n}} - (\pi - \pi_k)^{\frac{n+1}{n}}}{(1 - \pi_k)^{\frac{n+1}{n}} - (\pi_N - \pi_k)^{\frac{n+1}{n}}}} \quad [3-24]$$

Die Ermittlung der Drücke in Teillast erfolgt von „hinten nach vorne“, wobei die Bestimmung des Druckverlustes der Düsendruppenregelung in Teillast nach W. Traupel [53] (Kapitel 12.2) durchgeführt wurde. Die Berechnung der Druckverluste über Ventile erfolgte unter Annahme eines konstanten Druckverlustbeiwerts ζ des jeweiligen Ventils gemäß Formel [3-25]:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad [3-25]$$

Zur teillastabhängigen Korrektur des Wirkungsgrades ermöglicht das Bauteil 122 eine Vielzahl von verschiedenen Möglichkeiten. Es sind sowohl Korrekturen des Isentropenwirkungsgrades oder des Polytropenwirkungsgrades in Abhängigkeit von $\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1N}}$, $\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_{1N}}$, $\frac{p_1}{p_{1N}}$ als auch individuell angepasste Vorgaben möglich. Bei Block 01 wurde auf die Anpassung der Wirkungsgrade verzichtet und die Korrektur des Wirkungsgrades in Teillast ausschließlich durch

Berücksichtigung der Austrittsverluste vorgenommen. Nach W. Traupel [53] erfolgt die Expansion in Teillast bis auf den Nassdampfbereich mit nahezu gleichen Stufenwirkungsgraden wie im Auslegungspunkt. Bei Kondensationsturbinen wird der Wirkungsgradverlust in Teillast im Wesentlichen durch die Verluste in der Endstufe geprägt, weshalb ein Vernachlässigen anderer Verluste in Teillast als zulässig erachtet wurde.

3.2.3.3 Teilmodell Gasturbine

Bei der Modellierung der Gasturbine wurde auf die in EBSILON®*Professional* verfügbare Gasturbinenbibliothek zurückgegriffen (Modell siehe Abbildung 22). Da das hinterlegte Modell mit der bei Block 01 installierten Gasturbine sehr gute Übereinstimmung zeigte, waren nur geringfügige Anpassungen notwendig. Die Korrekturen beschränkten sich ausschließlich auf die Validierung des Abgasmassenstroms, da eine exakte Übereinstimmung für die Betrachtung des Abhitzedampferzeugers von großer Bedeutung ist. Da die Gasturbine allerdings nicht im Zentrum der Untersuchungen dieser Arbeit stand, wird auf eine genauere Beschreibung dieses Modells verzichtet.

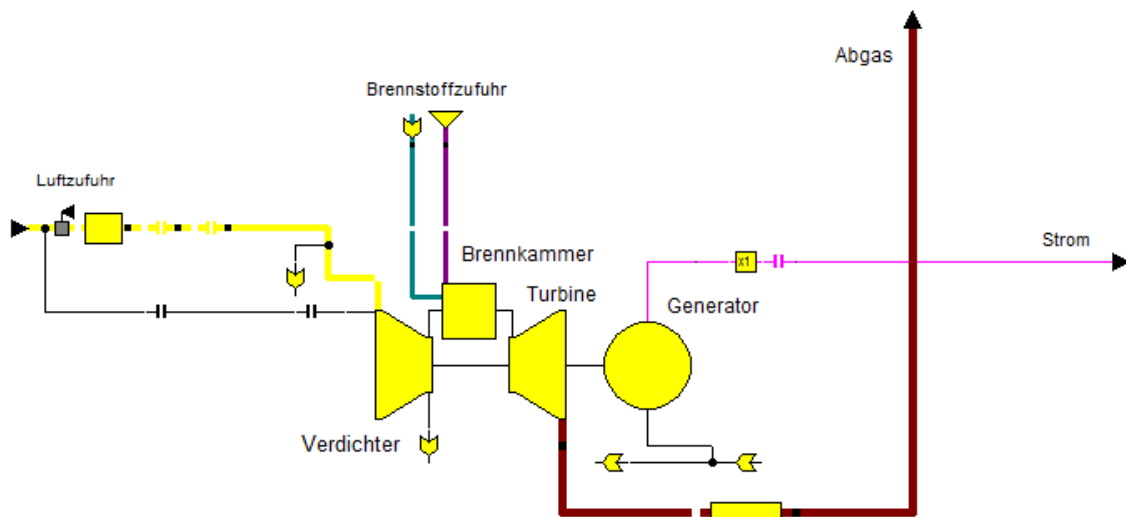


Abbildung 22 - Teilmodell Gasturbine

3.2.4 Vorgabeparameter

Folgende Prozessgrößen mussten dem Modell bei den Berechnungen in Form von Messdaten vorgegeben werden.

- Brennstoffdaten (Zusammensetzung, Menge, Druck und Temperatur)
- Frischdampfparameter (Druck und Temperatur)
- Umgebungsbedingungen (Druck und Temperatur)
- Kühlwasserbedingungen (Temperatur und Durchflussmenge)
- Prozessdampfdaten (Druck, Durchflussmenge)
- Fernwärmeschleife- und Kondensatvorwärmeschleife (Ein oder Aus)
- Leistungsfaktor des Generator $\cos(\varphi)$

3.3 Berechnung und Bewertung auf Jahreslastgangsbasis

3.3.1 Schwächen der konventionellen stationären Berechnungsmethoden

Wie in Kapitel 3.1 bereits beschrieben, werden bei der stationären Kreislaufberechnung üblicherweise ein oder mehrere „typische“ Lastpunkte herangezogen, um die wirtschaftlichen Vorteile bzw. Nachteile von verschiedenen Anlagenkonfigurationen zu bestimmen. Diese Lastpunkte werden meist abhängig von der Anlagenlast oder den typischen Betriebsmodi definiert. Die Erfahrungen der letzten Jahre zeigten aber, dass auf Grund des volatilen Einflusses des Energiemarktes diese „typischen“ Lastpunkte bei konventionellen Kraftwerken zum Großteil nicht mehr existieren und somit eine realistische Bewertung von Umbauvarianten mit der Simulation nur weniger Lastfälle zunehmend schwieriger wird. Bei Block 01 kommen zusätzlich zu den Markteinflüssen noch stark schwankende Brennstoffmengen und ein variierender Prozessdampfbedarf aus dem laufenden Hüttenbetrieb hinzu, die einen stark schwankenden Anlagenbetrieb mit sich bringen. Abbildung 23 bis Abbildung 26 zeigen exemplarisch 4 verschiedene Anlagenparameter von Block 01 über das Betriebsjahr 2013 dargestellt. Es ist bereits auf dem ersten Blick ersichtlich, dass typische Lastpunkte nicht zu erkennen sind, weder hinsichtlich Lastspektren noch auf Grund saisonaler Zusammenhänge.

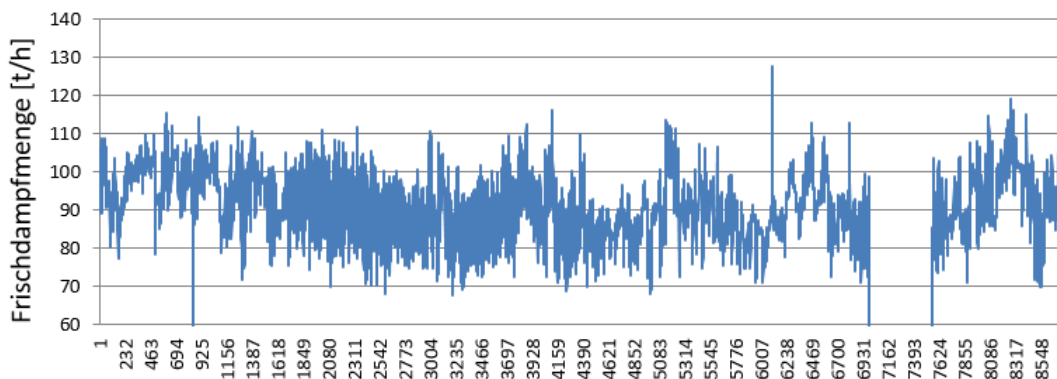


Abbildung 23 - Trend Frischdampfmenge 2013

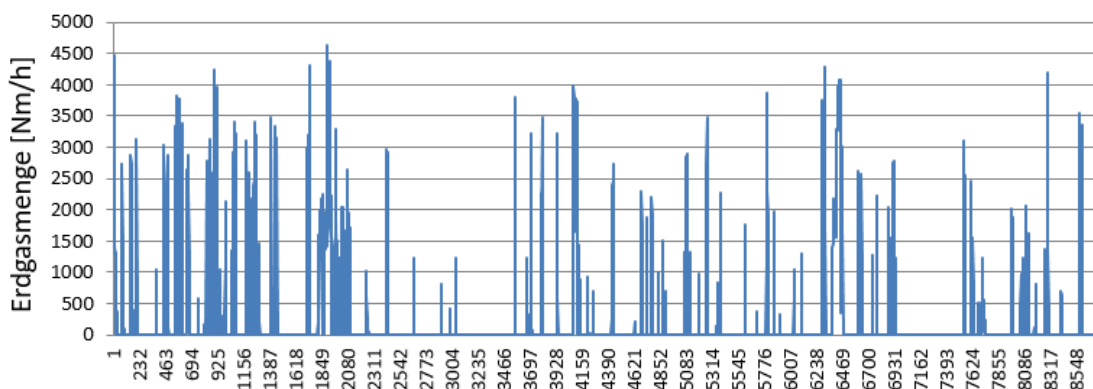


Abbildung 24 - Trend Erdgasmenge 2013

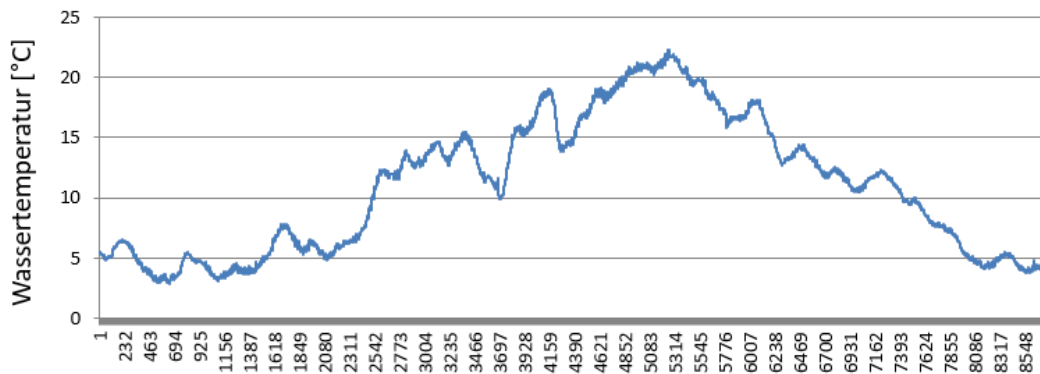


Abbildung 25 - Trend Kühlwassertemperatur 2013

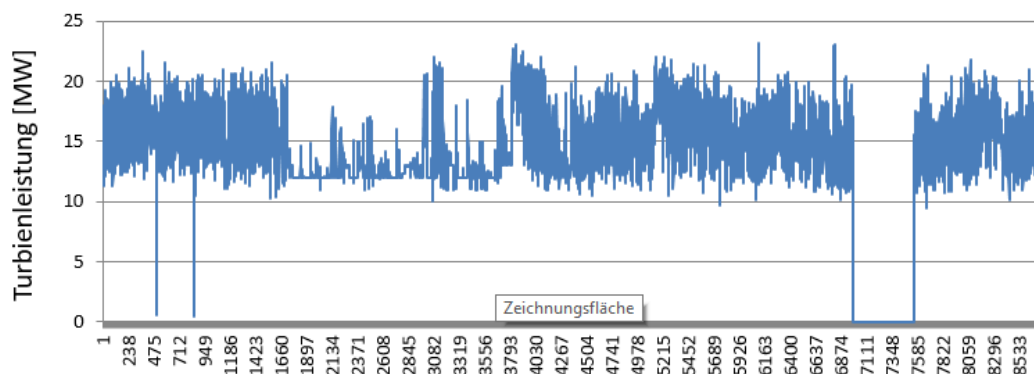


Abbildung 26 - Trend Dampfturbinenleistung 2013

Trotz des offensichtlichen Fehlens von typischen Lastpunkten wurden in einer Publikation des Autors [37] bereits verschiedenste Versuche präsentiert, um mittels methodischer Verfahren typische Lastpunkte zu ermitteln. Es zeigte sich, dass als Resultat oft fiktive Lastpunkte entstanden, die zum Teil nicht fahrbar waren oder nie gefahren wurden, wodurch auch keine Daten zur Validierung der Lastpunkte im Modell zur Verfügung standen. Auf jeden Fall erscheint eine Auswahl an repräsentativen Lastpunkten - wenn überhaupt - nur unter großem Aufwand in einem zufriedenstellenden Maße möglich. Weiters ist bei der Ermittlung der Jahres-Energiebilanz auf Grund des Hochrechnens der Lastpunkte mit Betriebsstunden von Abweichungen auszugehen.

3.3.2 Idee der Berechnung unter Verwendung von „Big-Data“

In Anbetracht der Schwierigkeiten bei der Ermittlung von repräsentativen Lastpunkten für die Bewertung der Umbauvarianten wurde in den Untersuchungen bei Block 01 schnell die Idee geboren, von den konventionellen Ansätzen Abstand zu nehmen und sämtliche Berechnungen und Bewertungen auf Basis eines neuartigen „Big Data“-Ansatzes durchzuführen.

Laut Wikipedia [56] wird der Begriff „Big-Data“ folgendermaßen definiert: „Der aus dem englischen Sprachraum stammende Begriff *Big Data* [*'big 'dɛɪtə*] (von englisch *big* ‚groß‘ und *data* ‚Daten‘) bezeichnet Datenmengen, welche beispielsweise zu groß, zu komplex, zu schnelllebig oder zu schwach strukturiert sind, um sie mit manuellen und herkömmlichen Methoden der Datenverarbeitung auszuwerten.“ Eine so große Datenmenge ist heutzutage üblicherweise in jedem modernen Betriebsdatensammler in Kraftwerken zu finden. Diese

Systeme ermöglichen einen einfachen und schnellen Zugriff auf eine unvorstellbar hohe Anzahl an Betriebsdaten, die zum Teil schon in anderen Anwendungen wie Performance Monitoring, Lebensdauerberechnungen oder bei der Suche nach Ursachen von Störungen eingesetzt werden. Im Fall von Block 01 werden ca. 500 Anlagenparameter in sekundlicher Auflösung gespeichert. Diese Daten sind bis zurück zur Implementierung des Datensammler 2006 lückenlos zugänglich. Das entspricht pro Jahr einer unvorstellbaren Zahl von ca. 15,8 Milliarden dokumentierten Messwerten in sekundlicher Auflösung, die zur weiteren Verwendung zur Verfügung stehen. In Anbetracht dieses enormen „Datenschatzes“ wurde schnell klar, dass diese Daten zum Vorteil für die Berechnungen genutzt werden sollten.

Die ersten Untersuchungen zeigten, dass die Verwendung von Stundenmittelwerten den besten Kompromiss zwischen einer ausreichenden Auflösung zur Abbildung der Anlagenfahrweise bzw. Ermittlung der Jahres-Energiebilanz und der zu verarbeitenden Datenmenge bzw. der dafür notwendigen Rechenleistung darstellt. Eine zu detaillierte Auflösung der Messdaten im Minutenbereich birgt sogar die Gefahr, bei Lastwechseln auf Grund von Speichervorgängen unrealistische Lastpunkte abzubilden. Wird z.B. die Feuerungsleistung erhöht, ist eine Steigerung der Frischdampfmenge bzw. Dampfturbinenleistung erst einige Minuten später zu erkennen, d.h. zu Beginn des Lastwechsels passt die Feuerungslast nicht zur Dampfturbinenleistung. Diese Effekte werden bei einer Mittelung über eine Stunde ausgeglichen. Die Verwendung von Jahresdaten in stündlicher Auflösung, d.h. pro Messwert werden jährlich 8760 Datenpunkte verwendet, ermöglicht zudem eine problemlose Datenverarbeiten in Microsoft Excel inklusive aller damit verbundenen Vorteile. Die Berechnung der Lastpunkte erfolgte über ein von der VTU Energy entwickeltes Berechnungsverfahren, bei dem die Berechnung der Lastpunkte nicht sequentiell auf dem Rechner des Anwenders durchgeführt, sondern auf mehrere externe CPU's bzw. Rechenkerne verteilt werden. Eine Verteilung auf externe Rechenkerne ermöglicht nicht nur eine drastische Verkürzung der Rechenzeit auf 3-5 Minuten für eine Jahresrechnung im Vergleich zu 6 – 8 Stunden auf einem konventionellen Desktoprechner, sondern es können durch die Auslagerung der Berechnung sowohl in Microsoft Excel als auch im EBSILON®*Professional* Model zeitgleich Änderungen vorgenommen werden, um eine weitere Rechnung vorzubereiten. Dies ermöglicht eine effiziente Arbeitsweise. Die Ansteuerung der externen Berechnung sowie dessen Monitoring erfolgen über ein von der VTU Energy entwickeltes Excel Add-Inn. Durch die Kombination der zur Verfügung stehenden Betriebsdaten mit diesen leistungsstarken Rechenkapazitäten war der Grundstein gelegt, um alle Untersuchungen sowie die Modellvalidierung auf Basis von umfangreichen Jahreslastgangsberechnungen in stündlicher Auflösung durchzuführen.

3.3.3 Modellvalidierung auf Basis von Jahresdaten

Bevor das Modell einer genauen Validierung bzw. Abstimmung unterzogen werden konnte, wurde es auf Basis von Auslegungslastpunkten erstellt, um ein rechnungsfähiges Gesamtmodell zu erhalten. Erst in weiterer Folge wurde das Modell dann wie in diesem Kapitel beschrieben auf Basis von Jahresdaten exakt dem Ist-Zustand nach langjährigem Betrieb angeglichen. Im Vergleich zu den konventionellen Berechnungsmethoden ist es bei einem

Abgleich mit den Jahresdaten nicht notwendig, in den Betriebsdaten repräsentative und vergleichbare Lastpunkte zu finden bzw. sogar Lastpunkte zur Modellvalidierung gezielt anzufahren. Der Abgleich erfolgt einfach auf Basis der zur Verfügung stehenden Betriebsdaten.

3.3.3.1 Verwendete Daten

Für die Berechnungen wurde das Betriebsjahr 2013 (siehe Abbildung 27) gewählt, da es zum Zeitpunkt der ersten Umbauüberlegungen das letzte vollständig aufgezeichnete Betriebsjahr war und die Anlagenbetriebsweise in diesem Zeitraum als repräsentativ für die darauffolgenden Jahre erachtet wurde. Folgende Zeiträume bzw. Datenpunkte wurden auf Grund von Anlagenstillständen oder Störungen im Datensammler bei den Berechnungen nicht berücksichtigt:

1. 10.03.2013 12:00 – 11.03.2013 06:00 Störung Datensammler (19 Datenpunkte)
2. 31.03.2013 02:00 – 31.03.2013 03:00 Zeitumstellung (2 Datenpunkte)
3. 18.04.2013 23:00 – 24.04.2013 07:00 Störung Datensammler (129 Datenpunkte)
4. 19.10.2013 03:00 – 11.11.2013 18:00 Anlagenstillstand (568 Datenpunkte)

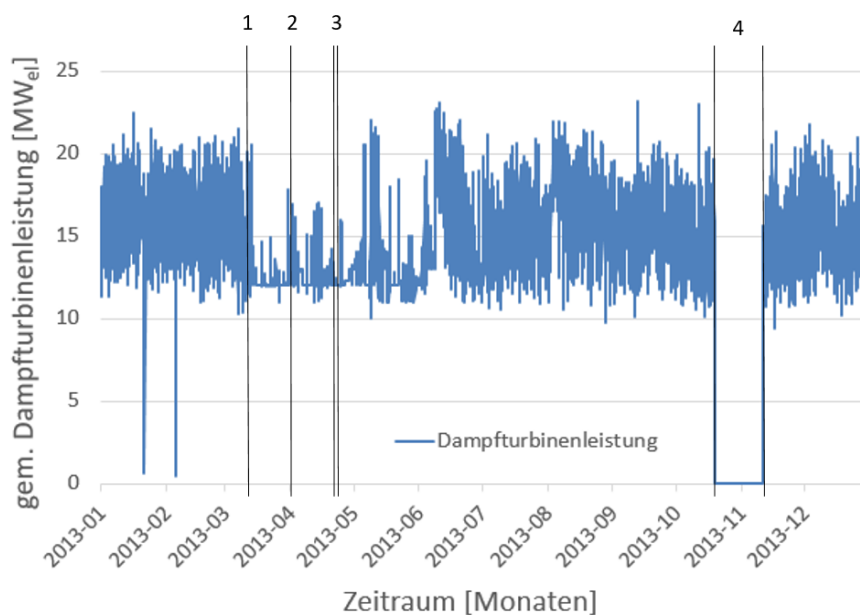


Abbildung 27 - Betriebsjahr 2013

Abzüglich der oben angeführten Lastpunkte wurden somit für die Berechnungen insgesamt 8042 Lastpunkte herangezogen.

Für die Berechnungen wurden aktuelle Gasanalysen der Hüttengase herangezogen. Die Zusammensetzung dieser Gase wird monatlich ermittelt, wobei für die Berechnungen der Mittelwert über das untersuchte Betriebsjahr 2013 verwendet wurde, da keine nennenswerten Veränderungen über den Zeitraum festzustellen waren.

3.3.3.2 Modellabgleich

Auf Grund von Veränderungen an der Anlage, die über mehrere Betriebsjahre durch Verschleißerscheinungen, Verschmutzung, geringfügige Modifikationen und Ähnliches entstanden, war es notwendig, aufbauend auf aktuellen Betriebsdaten, eine Korrektur des Auslegungsmodells vorzunehmen. Dieser Abgleich erfolgte wie bei allen anderen Berechnungen auch auf Basis eines kompletten Jahreslastgangs. Die wichtigsten Freiheitsgrade bzw. Anlagenparameter, die zum Abgleich herangezogen wurden, sind nachfolgend aufgeführt:

- **Verschmutzungsgrad** der Kesselheizflächen

Da die Verschmutzung der Kesselheizflächen einen enormen Einfluss auf die Performance der Gesamtanlage hat, muss diese durch eine Abwertung der einzelnen Kesselheizflächen berücksichtigt werden. Wie bereits in Kapitel 3.2.3.1 beschrieben, erfolgte diese Abwertung im Bauteil 89 mit dem Effizienzfaktor *EFF*, wobei dieser durch die in der Anlage angebrachten rauchgasseitigen bzw. Wasser/Dampf-seitigen Temperaturmessungen bestimmt werden kann. Abbildung 28 zeigt den ermittelten Verschmutzungsgrad je Kesselheizfläche. Deutlich zu sehen ist, dass speziell an den letzten drei Kesselheizflächen eine enorme Abwertung vorgenommen werden musste. Alle anderen Heizflächen weisen eine dem Alter entsprechend gute Performance auf.

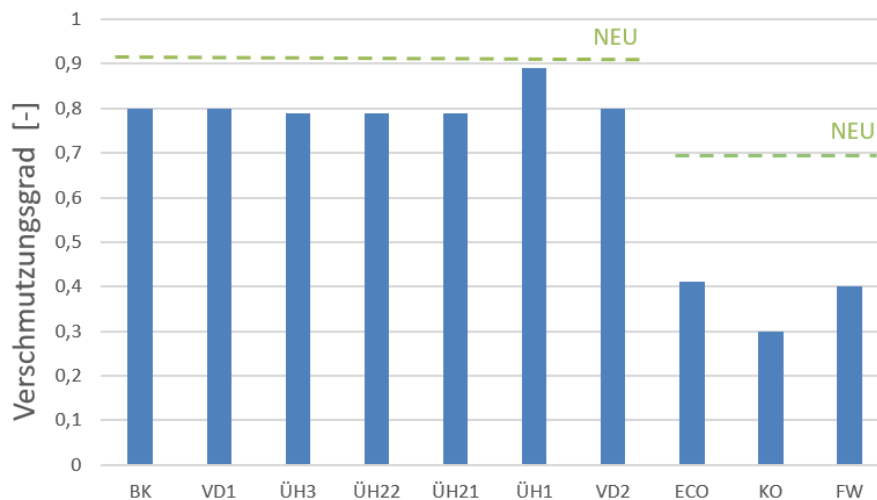


Abbildung 28 - Verschmutzung Kesselheizflächen

- **Luftüberschuss bzw. Verbrennungsluftverhältnis**

Auf Grund von Modifikationen an der Anlage (wie z.B. Umbauten an den Brennern) oder betrieblichen Erfordernissen zum Einhalten von Behördengrenzwerten kann es notwendig sein, im Laufe der Jahre Veränderungen am Luftüberschuss vornehmen zu müssen. Zum Abgleich mit den aktuellen Betriebsdaten wurde die Verbrennungsluftmenge so angepasst, dass der Rest-O₂-Gehalt im Rauchgas exakt den tatsächlichen Messwerten im Kamin entsprach.

- **Kennlinien von Pumpen und Verdichtern**

Die laut Herstellerdokumentation implementierten Kennlinien und Wirkungsgrade wurden auf Basis aktueller Betriebsdaten adaptiert, um die Aggregate gemäß dem aktuellen Verschleißzustand nach langjährigem Betrieb abzubilden.

- **Wärmeübertragungsfähigkeit von Wärmetauschern**

Verschmutzungseinflüsse wie „Fouling“ oder das Verschließen von einzelnen Wärmetauscherrohren auf Grund von Leckagen können die Wärmeübertragungsfähigkeit von Wärmetauschern über die Jahre zum Teil stark reduzieren. Um dies zu berücksichtigen wurde die Wärmeübertragungsfähigkeit, d.h. das $k \cdot A$ des Wärmetauschers, auf Basis aktueller Messwerte korrigiert.

- **Dampfturbinenparameter**

Bei der Dampfturbine erfolgte die Modellierung gemäß der Beschreibung im Kapitel 3.2.3.2, wobei die Turbinenbauteile so konfiguriert wurden, dass eine exakte Übereinstimmung mit den an der Turbine angebrachten Messstellen erreicht wurde.

Zur Validierung der oben beschriebenen Parameter wurden im Wesentlichen folgende drei Darstellungen gewählt, um eine ausreichend genaue Übereinstimmung von Modell und Berechnung zu gewährleisten.

Scatterplot-Betrachtung

Bei der Scatterplot-Betrachtung werden auf der Ordinate die Simulationsergebnisse und auf der Abszisse die dazugehörigen Messwerte dargestellt. Bei einer exakten Übereinstimmung liegen die ermittelten Punkte auf einer 45°-Geraden durch den Ursprung. Effekte wie Streuung, Offsets, lastabhängige Abweichungen oder generell die Korrelation zwischen Berechnung und Messung können in dieser Darstellungsart sehr schön abgelesen und gegebenenfalls durch Eingriffe im Modell behoben werden. Abbildung 29 zeigt beispielweise die Scatterplot-Darstellung der Dampfturbinenleistung des abgestimmten Modells.

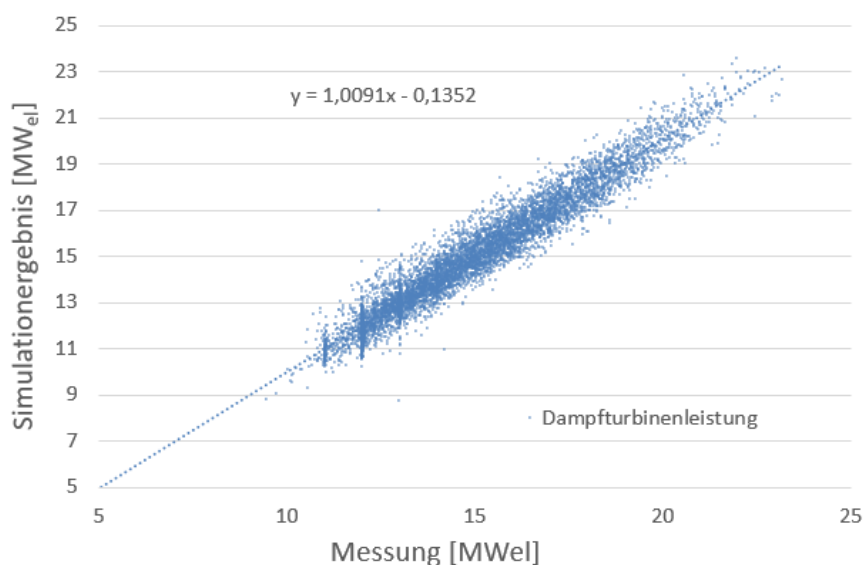


Abbildung 29 - Scatterplot Dampfturbinenleistung

Abgleich des zeitlichen Verlaufs

Um mögliche zeitliche Abweichungen zwischen Modell und Rechnung erkennen zu können, wurde neben der Scatterplot-Betrachtung eine Trenddarstellung über den gesamten Zeitraum verwendet. Abbildung 30 zeigt den zeitlichen Verlauf der gemessenen und berechneten Dampfturbinenleistung.

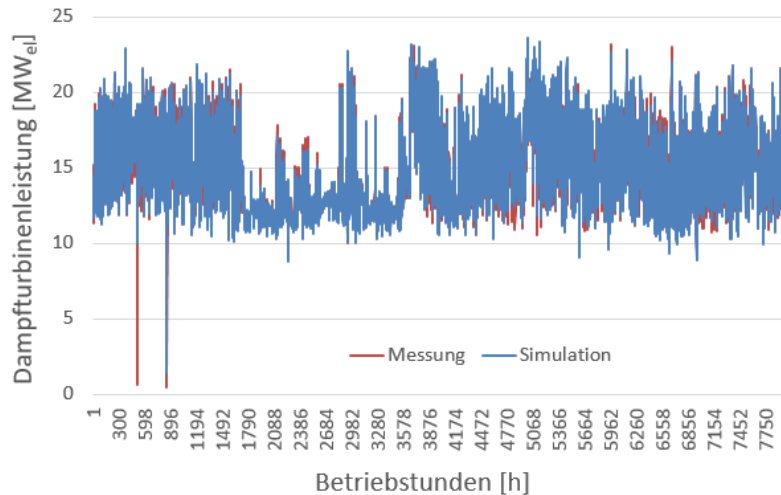


Abbildung 30 - Zeitlicher Verlauf Dampfturbinenleistung

Aufsummierte Jahreskurve

Für die Analyse der Wirtschaftlichkeit ist ausschlaggebend, dass die berechnete und die real erzeugte Energiemenge nahezu identisch sind. Dies wurde durch die kumulierte Darstellung der Dampfturbinenleistung (siehe Abbildung 31) sichergestellt. Nach dem Abgleich konnte eine Abweichung von nicht mehr als ca. 0,001 % gezeigt werden.

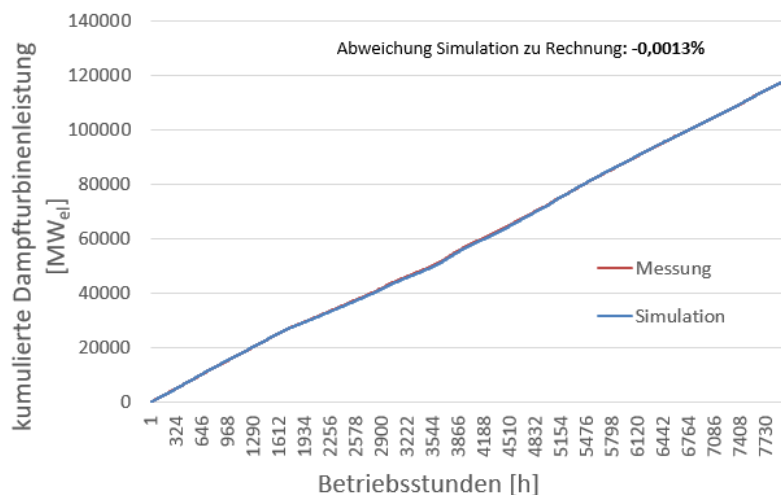


Abbildung 31 - Kumulierte Dampfturbinenleistung 2013

3.3.4 Variantenrechnung auf Basis von Jahresdaten

Die Berechnung der verschiedenen Optimierungsszenarien erfolgte unter Vorgabe der in Kapitel 3.2.4 angeführten Input-Parameter gemäß den Messdaten des Jahres 2013 in stündlicher Auflösung. Die Methodik dieser Auswertung wird in Kapitel 3.5 ausführlich beschrieben.

3.4 Wirkungsgraddefinitionen

Im Allgemeinen wird der Wirkungsgrad definiert als das Verhältnis von abgegebener Nutzleistung P_N zu zugeführter Leistung P_Z .

$$\eta = \frac{P_N}{P_Z} \quad [3-26]$$

In der vorliegenden Arbeit werden folgende Wirkungsgrade berechnet und diskutiert:

3.4.1 Kesselwirkungsgrad

Beim Kesselwirkungsgrad η_K (auch Wirkungsgrad des Dampferzeugers genannt) entspricht die Nutzleistung P_N der nutzbaren erzeugten Wärmemenge des Kessels $\dot{Q}_{N,K}$. Die zugeführte Leistung P_Z beim Kessel entspricht der zugeführte Wärmemenge $\dot{Q}_{Z,K}$.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{N,K}}{\dot{Q}_{Z,K}} \quad [3-27]$$

Die Ermittlung des Kesselwirkungsgrades erfolgte in Anlehnung an die zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit gültigen Norm DIN EN 12952-15 [57] zur Definition von Abnahmeversuchen bei Wasserrohrkesseln, wobei die Systemgrenze so gewählt wurde, dass Gas- und Frischluftgebläse sowie der dampfbetriebene Luftvorwärmer innerhalb der Systemgrenze liegen. In Abbildung 32 ist die Wahl der Systemgrenze sowie die Nomenklatur der über die Systemgrenze ein- und austretenden Massen- bzw. Energieströme ersichtlich. Sowohl die Stromversorgung für die Gebläse als auch die Dampfversorgung für die Luftvorwärmung sind in dieser Betrachtung miteinzubeziehen. Bei den Luft- bzw. Gasströmen wird neben der chemisch gespeicherten Energie auch die Enthalpie des Mediums berücksichtigt. Da für die Betrachtung von Energiebilanzen in technischen Prozessen nur die Differenz der Enthalpien relevant ist, muss ein Referenzzustand definiert werden. Die Referenztemperatur wurde für die Enthalpiebetrachtung sowie für die Kalkulation der Heizwerte auf 0°C festgelegt. In EBSILON®*Professional* wurde definitionsgemäß der Enthalpie-Nullpunkt aller Luft- und Rauchgase auf 0°C im gasförmigen Zustand festgesetzt. Wie für Wasser üblich, wird gemäß IAPWS-IF97 [47] der Nullpunkt für die kalorischen Zustandsgrößen so gewählt, dass die spezifische innere Energie und die spezifische Entropie der siedenden Flüssigkeit am Tripelpunkt zu Null gesetzt werden. Als Konsequenz dieser Nullpunktfestlegung hat die spezifische Enthalpie der siedenden Flüssigkeit am Tripelpunkt den Wert 0,611783 J/kg. Die Bezugstemperatur ist nicht identisch mit der Umgebungstemperatur. Bei allen Wirkungsgradkalkulationen wurde der untere Heizwert für die Berechnungen herangezogen und somit der latente Wärmehalt der Brenngase nicht berücksichtigt, da eine Rauchgaskondensation ausgeschlossen werden konnte.

Bei Kesselwirkungsgraden wird grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Bestimmungsarten unterschieden:

- **Direkte Methode**

Bei der direkten Methode wird η_K gemäß der Formel [3-27] ermittelt, d.h. $\dot{Q}_{N,K}$ und $\dot{Q}_{Z,K}$ werden direkt aus den zu- bzw. abgeführten Energieströmen berechnet. Diese Methode wird angewandt, wenn die zugeführte Brennstoffmenge mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden kann, in der Regel ist dies bei öl- oder gasgefeuerten Dampferzeugern der Fall. [58]

- **Indirekte Methode**

Bei der indirekten Methode wird η_K ebenfalls mittels Formel [3-27] ermittelt, nur wird $\dot{Q}_{Z,K}$ über die Summe aus der Nutzwärme $\dot{Q}_{N,K}$ und den Kesselverlusten ζ_K berechnet. ζ_K umfasst alle im Kessel anfallenden Verluste, wie z.B. Rauchgasverluste, Verluste durch Unverbranntes oder Wärmeleitung bzw. -strahlung. Als Rauchgasverlust \dot{Q}_{RG} wird jene Wärmemenge genannt, die ungenutzt mit dem Abgas über den Kamin in die Atmosphäre geleitet wird. Er ist umso kleiner, je niedriger die Abgastemperatur ist. Für den Einsatz dieser Methode ist eine Kenntnis des Brennstoffmassenstroms nicht notwendig und daher wird sie vor allem bei Feststoffen angewandt. [58]

In der vorliegenden Arbeit wurde die direkte Methode herangezogen, da die Brennstoffzufuhr bekannt ist. Die genaue Ermittlung des Wirkungsgrades bei Kraftwerksblock 01 wird im Folgenden näher beschrieben. Abbildung 32 zeigt ein vereinfachtes Schema des Kraftwerksblocks inklusive der gewählten Systemgrenze und den ein- und austretenden Energieströmen.

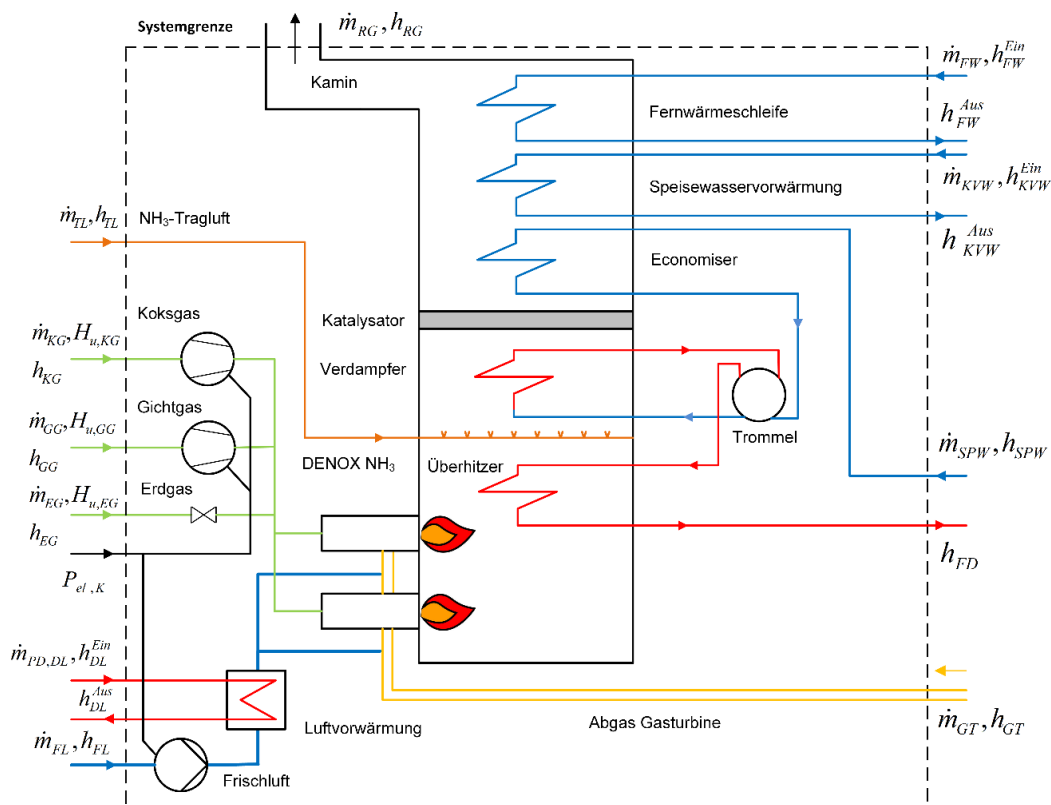


Abbildung 32 – Definition der Systemgrenze für den Kesselwirkungsgrad

Unter Verwendung der in Abbildung 32 definierten Medienströme ergibt sich eine zugeführte Leistung \dot{Q}_Z von:

$$\dot{Q}_{Z,K} = \dot{m}_{KG} (H_{u,KG} + h_{KG}) + \dot{m}_{GG} (H_{u,GG} + h_{GG}) + \dot{m}_{EG} (H_{u,EG} + h_{EG}) + \dot{m}_{FL} h_{FL} + \dot{m}_{TL} h_{TL} + \dot{m}_{PD,DL} (h_{DL}^{Ein} - h_{DL}^{Aus}) + \dot{m}_{GT} h_{GT} + P_{el,K} \quad [3-28]$$

Die Formel [3-28] beinhaltet neben der Brennstoffzufuhr in Form von Erdgas, Koksgas und Gichtgas auch die thermischen Energieströme, eingebracht durch Frischluft, NH₃-Trägerluft und Prozessdampf für den Dampfluftvorwärmer, sowie die elektrische Leistung für den Kessel-Eigenbedarf. Des Weiteren wird im Falle des GuD-Betriebs auch die Abwärme der Gasturbine als zugeführter Energiestrom mit einbezogen.

Die abgegebene Nutzleistung ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_{N,K} = \dot{m}_{SPW} (h_{FD} - h_{SPW}) + \dot{m}_{FW} (h_{FW}^{Aus} - h_{FW}^{Ein}) + \dot{m}_{KVW} (h_{KVW}^{Aus} - h_{KVW}^{Ein}) \quad [3-29]$$

Die Formel [3-29] beinhaltet als Nutzwärme zum einen die in das Speisewasser eingebrachte Leistung zur Frischdampferzeugung und zum anderen auch die abgegebene Leistung für Fernwärme und Kondensatvorwärmung.

3.4.2 Anlagen- bzw. Gesamtwirkungsgrade

Anlagen- bzw. Gesamtwirkungsgrade erlauben eine Betrachtung der Effizienz der gesamten Anlage inklusive Turbine, Kessel und Nebenanlagen. Die Herausforderung bei der Definition dieser Wirkungsgrade liegt in der Bewertung der unterschiedlichen Energieformen. Je nach Anwendung kann eine andere Betrachtung von Nutzen sein. Es wird in dieser Arbeit zwischen folgenden drei verschiedenen Definitionen unterschieden, die im Folgenden noch genauer beschrieben werden sollen:

- Elektrischer Netto-Wirkungsgrad
- Blockwirkungsgrad
- Nutzungsgrad

Abbildung 33 zeigt die Wahl der Systemgrenze und die Nomenklatur der ein- und austretenden Energieströme für die folgende Beschreibung der verschiedenen Anlagenwirkungsgrade.

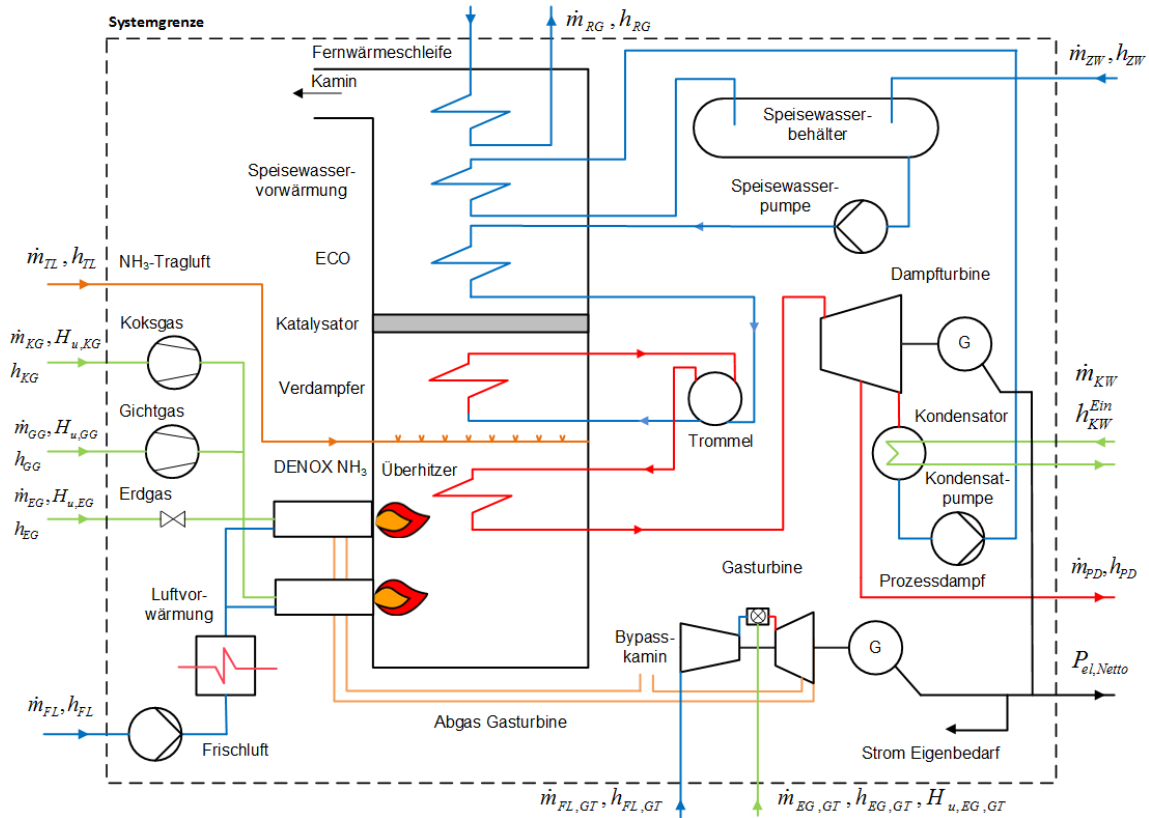


Abbildung 33 - Definition der Systemgrenze für die Blockwirkungsgrade

3.4.2.1 Elektrischer Netto-Wirkungsgrad

Der elektrische Netto-Wirkungsgrad $\eta_{el,Netto}$ wird definiert durch das Verhältnis aus abgegebener elektrischer Netto-Leistung und zugeführter Leistung der gesamten Blockanlage $P_{z,Block}$.

$$\eta_{el,Netto,Block} = \frac{P_{el,Netto}}{P_{z,Block}} \quad [3-30]$$

Beim elektrischen Netto-Wirkungsgrad wird als Nutzleistung P_N ausschließlich die über die Systemgrenze abgeführte elektrische Leistung $P_{el,Netto}$ betrachtet. Diese ergibt sich aus der Summe der erzeugten elektrischen Leistung von Dampfturbine $P_{el,DT}$ und Gasturbine $P_{el,GT}$ abzüglich des elektrischen Eigenbedarfs $P_{el,EB}$ der Anlage.

$$P_{el,Netto} = P_{el,DT} + P_{el,GT} - P_{el,EB} \quad [3-31]$$

Die zugeführte Leistung ergibt sich gemäß Formel [3-32]. Neben der eingebrachten chemischen Energie der Brennstoffe werden auch deren thermische Energie sowie die thermischen Energien der zugeführten Verbrennungsluft und NH_3 -Tragluft berücksichtigt.

$$P_{z,Block} = \dot{m}_{KG} (H_{u,KG} + h_{KG}) + \dot{m}_{GG} (H_{u,GG} + h_{GG}) + \dot{m}_{EG} (H_{u,EG} + h_{EG}) + \dot{m}_{FL} h_{FL} + \dot{m}_{TL} h_{TL} + \dot{m}_{EG,GT} (H_{u,EG,GT} + h_{EG,GT}) + \dot{m}_{FL,GT} h_{FL,GT} \quad [3-32]$$

Der Nachteil der Verwendung des elektrischen Netto-Wirkungsgrad ist, dass keine Nutzleistung in Form von thermischer Energie wie Prozessdampf oder Fernwärme mit einbezogen wird. Unterschiedliche Verhältnisse zwischen erzeugter elektrischer Energie und Nutzleistung in Form vom Wärme verändern den Wirkungsgrad und lassen somit keinen aussagekräftigen Vergleich zu.

3.4.2.2 Blockwirkungsgrad

Beim Blockwirkungsgrad η_{Block} wird neben der elektrischen Netto-Leistung auch die Nutzleistung der Prozessdampfentnahme berücksichtigt. Dies erfolgt in Anlehnung an die in der VDI 3986 [59] verwendeten Stromverlustkennzahl, die das Verhältnis elektrischer Leistung zu ausgekoppelter Wärmeleistung definiert, sprich wie viel elektrische Leistung könnte man mit dem ausgekoppelten Dampf in der gleichen Anlage gewinnen. Im Unterschied zur Norm wird in der vorliegenden Arbeit die elektrische Leistung aber nicht auf die Wärmeleistung bezogen, sondern auf die Prozessdampfmenge und der Kehrwert dieser Größe gebildet. Diese Kennzahl wird als Minderleistung bezeichnet und in der Einheit t_{PD} / MW_{el} gemessen. Da diese Größe je nach technischer Realisierung einer Dampfauskopplung unterschiedlich ist, muss sie für jede Anlage individuell bestimmt werden. Bei Block 01 wurden zur Ermittlung der Minderleistung die Stundenmittelwerte aus dem Jahr 2013 herangezogen, in Gruppen verschiedener Frischdampfmengen eingeteilt und, wie in Abbildung 34 zu sehen, über die Generatorleistung aufgetragen. Die Minderleistung kann als Steigung der Gerade im Diagramm abgelesen werden.

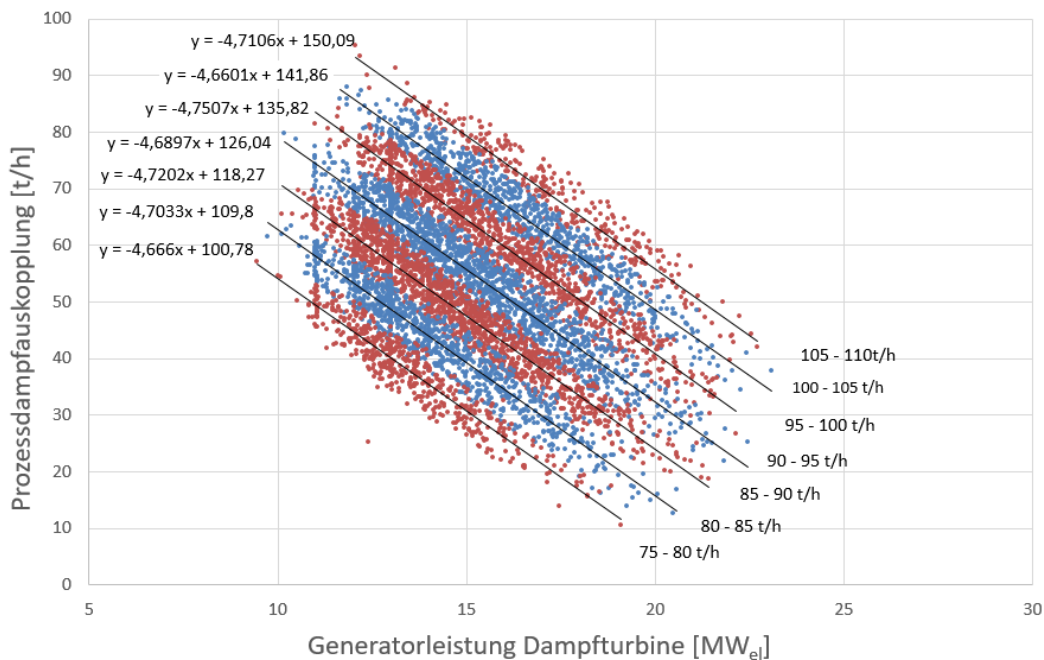


Abbildung 34 - Ermittlung der Minderleistung

Eine Unterteilung in Gruppen wurde durchgeführt, um eine etwaige Lastabhängigkeit der Minderleistung festzustellen. Da keine signifikante Abhängigkeit erkennbar war, wurde die Minderleistung ϑ mit 4,7 t/MW (Mittelwert der Steigungen) als konstant über den gesamten Lastbereich angenommen.

Der Blockwirkungsgrad wird im Allgemeinen gemäß Formel [3-33] formuliert:

$$\eta_{Block} = \frac{P_{N,Block}}{P_{z,Block}} \quad [3-33]$$

Die zugeführte Leistung $P_{z,Block}$ ist ident wie beim elektrischen Netto-Wirkungsgrad und ist in Formel [3-32] definiert. Die Nutzleistung $P_{N,Block}$ ergibt sich durch die eingeführten Minderleistung ϑ wie folgt:

$$P_{N,Block} = P_{el,DT} + P_{el,GT} - P_{el,EB} + \dot{m}_{PD} / \vartheta \quad [3-34]$$

3.4.2.3 Nutzungsgrad

Beim Nutzungsgrad η_{Nutz} wird neben der Prozessdampfentnahme auch die Fernwärmeerzeugung berücksichtigt. Gleichung [3-35] zeigt die allgemeine Definition:

$$\eta_{Nutz} = \frac{P_{N,Nutz}}{P_{z,Block}} \quad [3-35]$$

Die zugeführte Wärmemenge entspricht jener des elektrischen Nettowirkungsgrades sowie des Blockwirkungsgrades und ist definiert gemäß Formel [3-32]. Bei der Nutzleistung werden neben den elektrischen Leistungen der Dampfturbine und der Gasturbine auch die Wärmeströme von Prozessdampf und Fernwärme berücksichtigt (siehe Formel [3-36])

$$P_{N,Block} = P_{el,DT} + P_{el,GT} + \dot{Q}_{PD} + \dot{Q}_{FW} \quad [3-36]$$

Der Nachteil dieser Definition ist, dass Energieformen verschiedener Wertigkeit (Exergiegehalt) als gleichwertig betrachtet werden. Bei variierendem Verhältnis von erzeugter elektrischer Leistung zur Nutzwärme kann es zu irreführende Ergebnissen kommen.

3.4.3 Exegetischer Wirkungsgrad

In speziellen Fällen wird auch ein exergetischer Wirkungsgrad ζ_{WE} zur Bewertung von Prozessen herangezogen. Dieser wird im Allgemeinen gemäß Formel [3-37] definiert.

$$\zeta_{WE} = \frac{\text{Exergetischer Nutzen}}{\text{Exergetischer Aufwand}} \quad [3-37]$$

3.5 Methodik der Einflussanalyse

Im Zuge von Überlegungen zur Optimierung, wie sie in Kapitel 1 angestellt werden, werden zum Teil gravierende Eingriffe in das Anlagendesign vorgenommen, die zwangsläufig zu Veränderungen jener Randbedingungen führen, auf Basis derer die Anlage ursprünglich ausgelegt wurde. Dementsprechend ist es von großer Bedeutung alle Veränderungen, die eine bestimmte Optimierungsvariante mit sich bringt, zu erkennen und deren positiven sowie negativen Auswirkungen zu bewerten. Aus diesem Grund wurde eine systematische Vorgehensweise gewählt, mit deren Hilfe der Einfluss jeder Variante auf die nachfolgend beschriebenen Parameter untersucht wurde, wobei in Kapitel 1 nur ausgewählte und relevante Einflüsse bzw. Veränderungen diskutiert werden. Folgende Parameter wurden untersucht:

- **Wirtschaftliche Effekte:** Die Bewertung des wirtschaftlichen Einflusses erfolgt neben den in Kapitel 3.4 beschriebenen Wirkungsgraden maßgeblich auf Basis der Bruttoleistung der Dampfturbine. In der Regel ist hier die über das gesamte Jahr aufsummierte Bruttoleistung der Dampfturbine (Stromausbeute) gemeint, wobei im Falle der GuD-Betriebspunkte auch die Bewertung einzelner Lastpunkte herangezogen werden kann. Der Bruttoleistung wurde gegenüber der Nettoleistung der Vorzug gegeben, da diese an der Generatorklemme gemessen werden kann und so eine gute Vergleichbarkeit mit der Messung gegeben ist. Der bei der Bruttoleistung nicht berücksichtigte elektrische Eigenbedarf der Anlage wird bei den Wirkungsgradberechnungen miteinbezogen.
- Einfluss auf **Kesselparameter:** Ein Augenmerk wurde hierbei unter anderem auf zu hohe Dampftemperaturen gelegt. Speziell im Bereich des Überhitzers kann es vorkommen, dass Materiallimits erreicht werden, falls das Temperaturniveau an unregelmäßigem Überhitzereintritten zu hoch ist oder die Kapazitäten der Einspritzregelventile erschöpft sind. Hohe Einspritzmengen sind stets ein Indiz für eine hohe Wärmeaufnahme der Überhitzer und können speziell im Frischluftbetrieb auftreten. Dampftemperaturen in Economiser- und Verdampferheizflächen spielen eine untergeordnete Rolle, da diese Heizflächen auf Sättigungszustand ausgelegt sind. Solange keine Effekte wie ein Austrocknen oder Siedekrisen zu beobachten sind, können Auslegungsgrenzen in der Regel nicht überschritten werden. Ein weiteres wichtiges Maß für einen sicheren Kesselbetrieb ist die Economiser-Unterkühlung, d.h. die Temperaturdifferenz zwischen der Sättigungstemperatur und der realen Temperatur des Speisewassers am Austritt des Economisers. Veränderte Betriebsbedingungen können zu einer unzulässig hohen Wärmeaufnahme des Economisers und in weiterer Folge zum Ausdampfen führen. Da ein Ausdampfen Schäden an Kesselbauteilen und Rohren verursachen kann, ist stets für eine positive Unterkühlung zu sorgen.
- Eventuelle **Unterschreitungen von Säuretaupunkten:** Speziell die Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts kann in Kesselanlagen zum Teil schwere Schäden verursachen und Standzeiten von Komponenten stark reduzieren. Es ist darauf zu

achten, dass das Rauchgas nicht zu stark abgekühlt wird bzw. auf Bauteile trifft, deren Temperaturen unter dem Säuretaupunkt liegt.

- Einfluss auf **Emissionen**. Veränderungen bei den Emissionen und die Einhaltung der von den Behörden vorgegeben Limits wurden berücksichtigt.
- Eventuelle Verletzungen von **Aggregats- und Auslegungsgrenzen**. Eingriffe in das Anlagendesign können Prozessparameter verändern, die ursprünglich als Randbedingung für die Auslegung von Komponenten herangezogen wurden. Es muss geprüft werden, ob etwaige Veränderungen zu Überschreitungen von Aggregatsgrenzen z.B. bei Gebläsen, Pumpen, Regelventilen, etc. führen oder es zu Verletzungen der Auslegungsgrenzen bei Rohrleitungen oder Druckteilen kommt.
- Einfluss auf **Sicherheitseinrichtungen**: Der Einfluss auf bestehende Sicherheitsvorrichtungen, wie z.B. Sicherheitsventile (Auslegungsmenge), muss berücksichtigt werden.

Im Frischluftbetrieb wird zur Bewertung immer der komplette Jahreslastgang herangezogen. Da für den GuD-Betrieb nicht ausreichend Betriebsdaten zur Verfügung standen, wurde für die Bewertung des GuD-Betriebs der Einfluss auf folgende drei Lastpunkte untersucht:

GuD-Lastpunkt 1 (Abhitzebetrieb mit maximaler Zusatzfeuerung): Bei diesem Lastpunkt wird die Gasturbine in Grundlast betrieben und mittels Zusatzfeuerung eine Frischdampfmenge von 140 t/h erzeugt. Die Feuerung im Abhitzedampferzeuger erfolgt mittels Gichtgas, Koksgas und Erdgas. Sowohl die Kondensatvorwärm- als auch die Fernwärmeschleife sind in Betrieb. Abbildung 35 zeigt das Q-T-Diagramm dieses Lastpunkts.

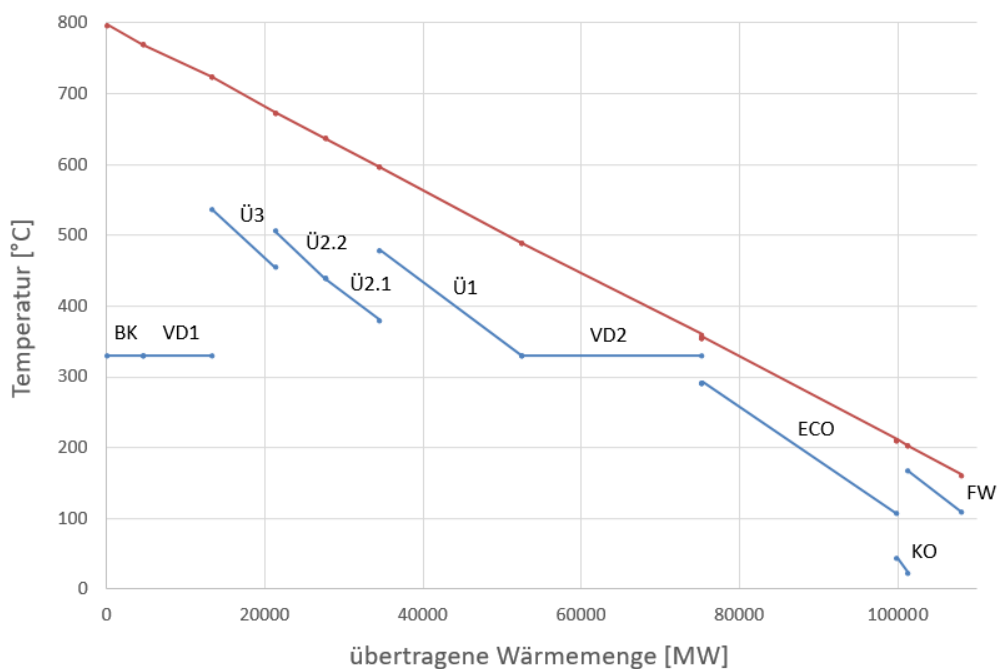


Abbildung 35 - GuD-Lastpunkt 1 (Abhitzebetrieb mit maximaler Zusatzfeuerung)

GuD-Lastpunkt 2 (Abhitzebetrieb mit minimaler Zusatzfeuerung). Die Gasturbine befindet sich in Grundlast, wobei mittels minimal möglicher Zusatzfeuerung von ca. 14,7 MW eine Frischdampfmenge von 79 t/h erreicht wird. Die Kondensatvorwärm- sowie die Fernwärmeschleife sind in Betrieb. Abbildung 36 zeigt das Q-T-Diagramm dieses Lastpunkts.

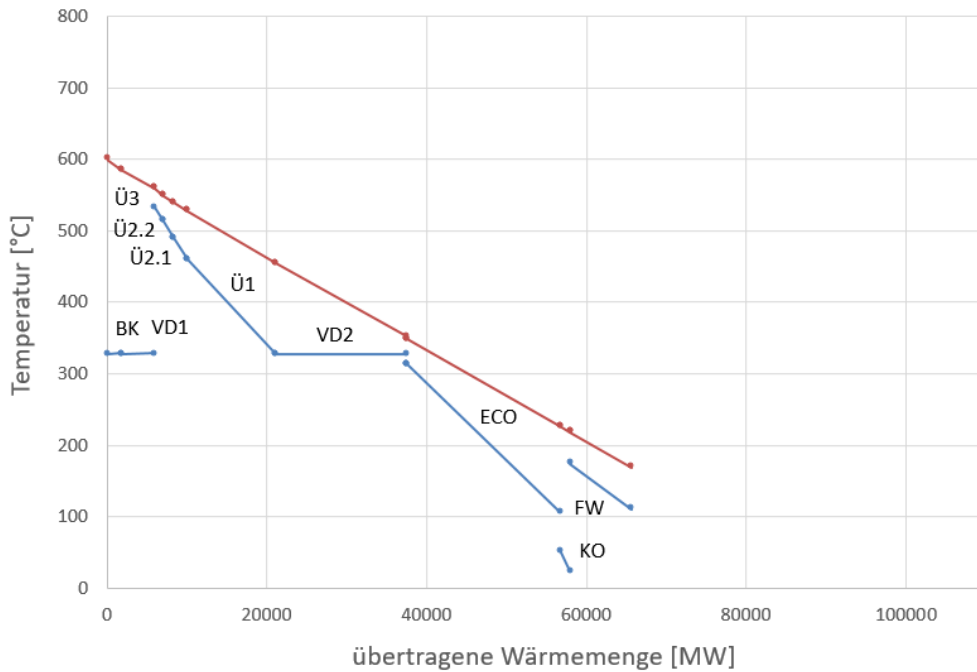


Abbildung 36 - GuD-Lastpunkt 2 (Abhitzebetrieb mit minimaler Zusatzfeuerung)

GuD-Lastpunkt 3 (Abhitzebetrieb ohne Zusatzfeuerung): Dieser Lastpunkt zeigt einen reinen Abhitzebetrieb (ohne Zusatzfeuerung) mit der Gasturbine in Grundlast. Die erzeugte Frischdampfmenge beträgt 63 t/h. Die Kondensatvorwärm- sowie die Fernwärmeschleife sind in Betrieb. Abbildung 37 zeigt das Q-T-Diagramm des Lastpunkts.

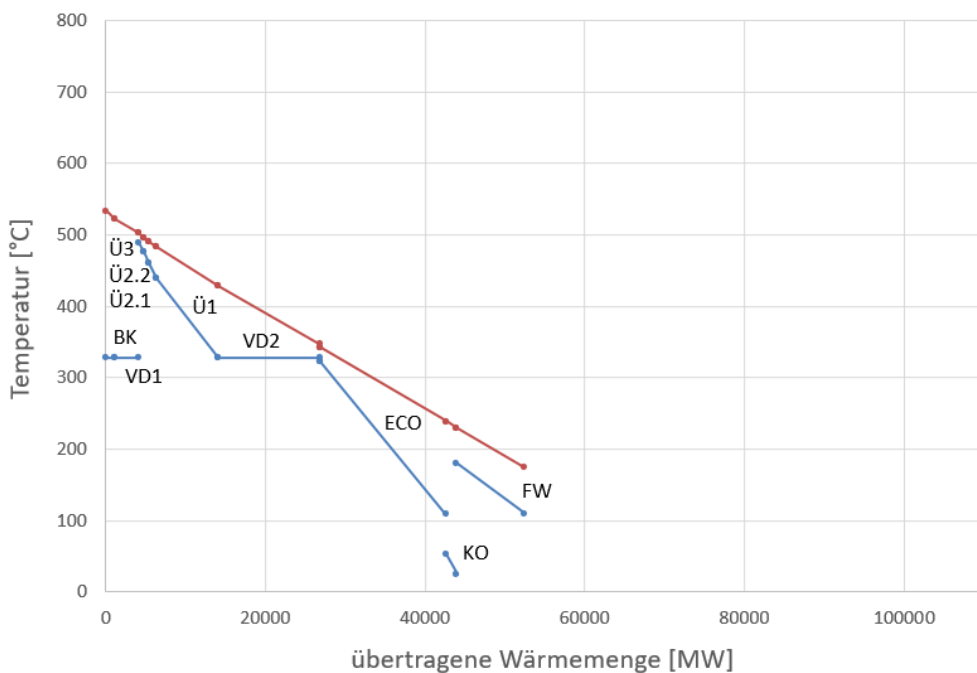


Abbildung 37 - GuD-Lastpunkt 3 (Abhitzebetrieb ohne Zusatzfeuerung)

4 Einfluss- und Optimierungsanalyse

In Kapitel 1 wird der Einfluss verschiedener Optimierungsmöglichkeiten auf die in Kapitel 3.5 beschriebenen Parameter untersucht, wobei jeweils immer nur die Veränderung eines Einflussfaktors untersucht wurde, um deren Auswirkungen isoliert betrachten zu können. Auf die Kombination mehrere Maßnahmen wird dann in Kapitel 6 näher eingegangen.

4.1 Einfluss der Verbrennungsluft

Im Rahmen dieses Kapitels wurde der Einfluss der Verbrennungsluft und im Speziellen des Luftüberschusses sowie der Vorwämtemperatur untersucht. Außerdem wird eine Maßnahme zur Erhöhung der Effizienz des Dampf-Luvos vorgestellt.

Keine dieser Maßnahmen hat einen Einfluss auf den GuD-Betrieb. Aus diesem Grund wird darauf in diesem Kapitel auch nicht näher eingegangen.

4.1.1 Einfluss des Luftüberschusses

4.1.1.1 Allgemeiner theoretischer Hintergrund

Der für die Verbrennung notwendige Sauerstoff wird bei technischen Feuerungen durch Zuführung von Luft gedeckt. Für eine vollständige Verbrennung, also wenn alle brennbaren Bestandteile die höchste Oxidationsstufe erreicht haben und im Rauchgas keine brennbaren Bestandteile mehr nachweisbar sind, wird ein gewisser Mindestsauerstoffbedarf benötigt. Dieser wird als stöchiometrischer Sauerstoffbedarf bezeichnet und kann aus einer Verbrennungsrechnung ermittelt werden. Von der Mindestsauerstoffmenge kann in weiterer Folge auf den minimalen Luftbedarf L_{\min} geschlossen werden. Häufig wird auch die korrekte Bezeichnung „stöchiometrischer Luftbedarf“ verwendet. Da in einer realen Anlage keine ideale Verbrennung erzielt werden kann, müssen technische Feuerungen mit einem Luftüberschuss betrieben werden, d.h. die tatsächliche Luftmenge L ist größer als die theoretisch minimal notwendige. Das Verhältnis zwischen tatsächlicher und minimal zugeführter Luftmenge wird auch als Luftüberschuss λ bezeichnet und ist in Formel [4-1] definiert. [58] [60]

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} \quad [4-1]$$

Das Luftverhältnis λ ist ein Erfahrungswert und hauptsächlich von der Art des Brennstoffes und der Vermischung von Brennstoff und Luft abhängig. Abhängig von der Art der Feuerungen sind optimale Verbrennungsverhältnisse bei folgenden Luftverhältnissen erreichbar: [58]

- | | |
|---------------------------|-----------------------------|
| – Rostfeuerungen | $\lambda = 1,25 \dots 1,35$ |
| – Wirbelschichtfeuerungen | $\lambda = 1,20 \dots 1,30$ |
| – Staubfeuerungen | $\lambda = 1,20 \dots 1,30$ |
| – Ölfeuerungen | $\lambda = 1,05 \dots 1,10$ |
| – Gasfeuerungen | $\lambda = 1,02 \dots 1,10$ |

Ist das Luftverhältnis im Gesamten oder auch nur in lokalen Zonen $\lambda < 1$, spricht man von unvollkommener Verbrennung. Diese äußert sich durch das Auftreten von noch nicht vollständig verbrannten Gasen im Rauchgas, wie z.B. CO, H₂ bzw. C_mH_n. Weitere Gründe für das Auftreten einer unvollkommenen Verbrennung können auch eine schlechte Durchmischung oder eine zu kurze Aufenthaltszeit von Brennstoff und Luft in der Brennkammer sein. Neben einer möglichen Überschreitung von Emissionsgrenzwerten bringt die schlechte Verbrennung auch noch eine Reduktion des Kesselwirkungsgrades mit sich, da Teile des Brennstoffes ungenutzt in das Rauchgas gelangen. [58]

4.1.1.2 Berechnungsergebnisse

In diesem Kapitel soll ausschließlich der rein energetische Einfluss des Luftverhältnisses auf den Kessel bzw. den ganzen Kreislauf untersucht werden, da eine Untersuchung der Verbrennung auf Basis des thermodynamischen Modells nicht möglich ist. Die Auswirkungen auf die Verbrennung und Emissionsentstehung werden im Kapitel 4.1.4 auf Basis von experimentellen Untersuchungen erläutert.

Im Zuge dieser Berechnungen wurden alle Anlagenparameter konstant gehalten, nur der Luftüberschuss λ wurde verändert. Dabei wurden folgende Zusammenhänge festgestellt [50]: (Alle Aussagen gelten über den gesamten Lastbereich und sind unabhängig vom Betriebspunkt.)

- Eine Verringerung des Luftüberschusses vermindert die Verbrennungsluftmenge sowie die Rauchgasmenge. Eine verringerte Rauchgasmenge bedeutet auch geringere Rauchgasverluste (siehe Abbildung 38).

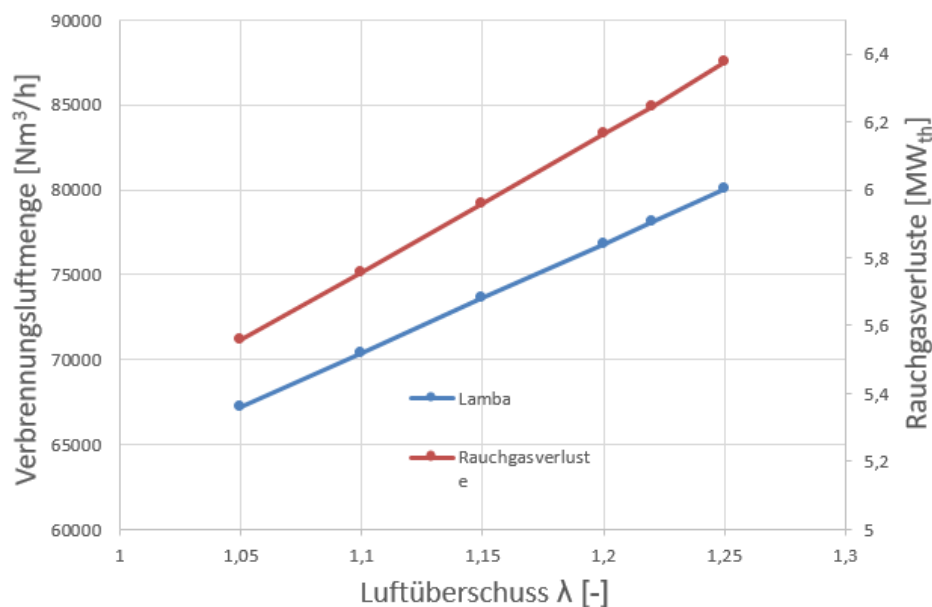


Abbildung 38 - Verbrennungsluftmenge und Rauchgasverluste in Abhängigkeit des Luftüberschusses

- Die Frischlüfterleistung sinkt mit geringerer Verbrennungsluftmenge nicht unwesentlich. Der Unterschied zwischen $\lambda = 1,05$ und $\lambda = 1,25$ beträgt über den

untersuchten Zeitraum im Mittel ca. 43 % bzw. entspricht einer absoluten mittleren Leistung von ca. 65 KW.

- Mit steigender Luftvorwärmmenge steigt auch die benötigte Prozessdampfmenge für den Dampf-Luvo leicht an, da mehr Luft vorgewärmt werden muss.
- Die Brennkammertemperatur steigt mit sinkendem Luftüberschuss.
- Mit fallendem Luftüberschuss erhöht sich die Dampftemperatur am Überhitzer 1 und somit auch die Einspritzmenge minimal. Grundsätzlich bleiben die Einspritzmengen aber im sicheren Regelbereich. Die Temperaturen bei Überhitzer 1 und Überhitzer 2 sind geregelt und bleiben daher unverändert.
- Die Speisewassertemperaturen am Economiseraustritt erhöhen sich leicht mit steigendem Luftüberschuss. Dies ist dadurch zu erklären, dass durch die geringere Brennkammertemperatur, hervorgerufen durch den höheren Luftüberschuss, die Brennkammerheizflächen weniger Wärme (geringere Strahlung) aufnehmen. Folglich wird mehr Wärmemenge in den oberen Bereich des Abhitzedampferzeugers geschoben. Da der Economiser mehr Wärme aufnimmt, ergibt sich eine geringere Economiser-Unterkühlung, was das Ausdampfisiko im Economiser erhöht. Bei den untersuchten Varianten ist allerdings immer ausreichende Sicherheit gegen ein Ausdampfen gegeben.
- Der Einfluss auf die Rauchgastemperaturen im Kamin ist vernachlässigbar gering.
- Verringerte Rauchgasverluste bedeuten einen besseren Kesselwirkungsgrad sowie eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades (siehe Abbildung 39).

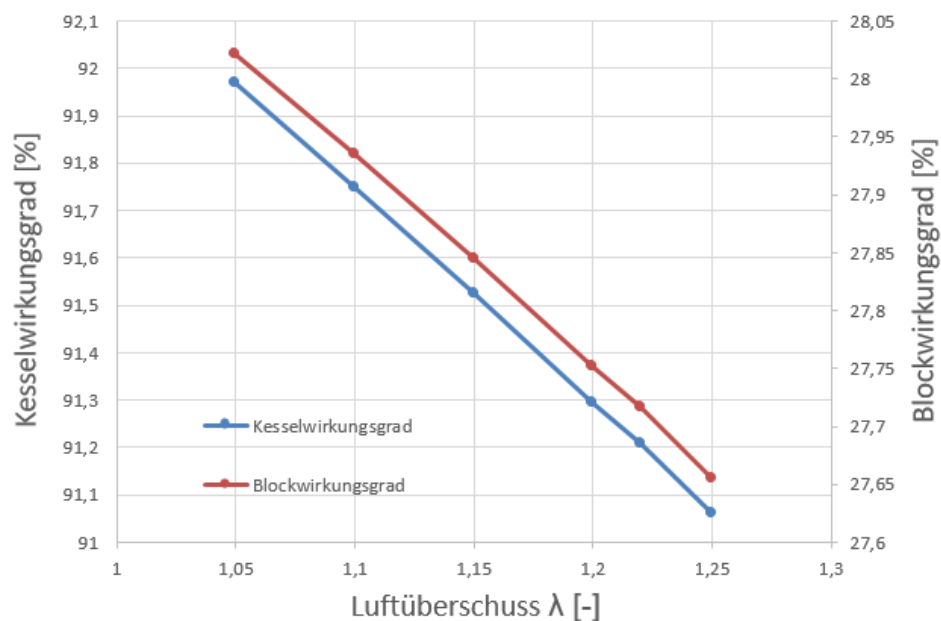


Abbildung 39 - Kessel- und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit des Luftüberschusses

- Ein erhöhter Blockwirkungsgrad bedeutet eine höhere Stromausbeute bei gleichem Brennstoffeinsatz über den untersuchten Zeitraum (siehe Abbildung 40).

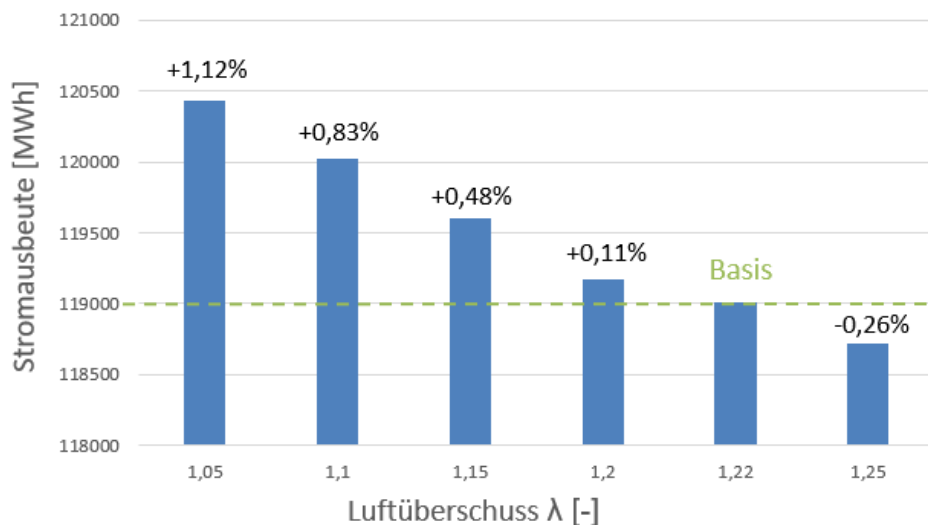


Abbildung 40 - Stromausbeute in Abhängigkeit des Luftüberschusses

4.1.2 Einfluss der Vorwärmtemperatur

4.1.2.1 Allgemeiner theoretischer Hintergrund

In den meisten Fällen erfolgt die Ausführung des Dampfkraftprozesses mit einer regenerativen Speisewasservorwärmung. Dies führt zwangsläufig - ohne zusätzliche Maßnahmen - zu einer höheren Rauchgastemperatur nach dem Economiser, verursacht durch die höhere Speisewassereintrittstemperatur. Die daraus resultierenden höheren Abgasverluste würden die Wirkungsgradverbesserung der Speisewasservorwärmung allerdings wieder zunichtemachen. Eine Möglichkeit, um die Kamintemperatur wieder auf ein wirtschaftliches Niveau abzusenken, ist die Vorwärmung der Verbrennungsluft. Abhängig von der Bauart bzw. der Art des Brennstoffes kann die Luftvorwärmung neben dem positiven Effekt auf den Wirkungsgrad in Kombination mit der regenerativen Speisewasservorwärmung auch noch weitere Vorteile, wie z.B. eine Unterstützung des Zündvorgangs, eine Erhöhung der Brennkammertemperatur bzw. des gesamten rauchgasseitigen Temperaturniveaus sowie die Lieferung von Trocknungswärme bei Kohlemühlen mit sich bringen. [58]

Es wird zwischen den folgenden zwei Ausführungsformen unterschieden:

- **Rekuperativer Wärmeüberträger**
Bei rekuperativen Wärmetauschern erfolgt die Übertragung der Wärme durch Konvektion, wobei beide Medien durch eine metallische Wand getrennt sind. Häufig werden diese als Rippenrohr-, Platten- oder Röhrenwärmetauscher ausgeführt. [58]
- **Regenerativer Wärmeüberträger**
Bei regenerativen Wärmeüberträgern erfolgt der Wärmeübertrag mit Hilfe einer Speichermasse, die zuerst die Energie des Rauchgases aufnimmt und in einem

zweiten Schritt an die Verbrennungsluft abgibt. In der Regel besteht die Speichermasse aus dünnen, glatten oder gewellten Metallblechen, die in Form von größeren Paketen angeordnet sind. Die häufigste Bauform wird Dreh-Luvo bzw. Ljungström-Luvo genannt. Dabei rotiert das Blechpaket zwischen dem feststehenden Rauchgas- und Luftkanal. [58]

Die Wahl der Vorwärmtemperatur unterliegt gewissen Einschränkungen. Neben dem Einfluss auf die Verbrennung muss speziell auch der Säuretaupunkt des Rauchgases berücksichtigt werden. Nähere Details zum Schwefelsäuretaupunkt sind in Kapitel 1 zu finden. Um einen nachhaltigen Betrieb des Vorwärmers gewährleisten zu können und ein Kondensieren der Schwefelsäure zu verhindern, muss sichergestellt werden, dass die Wand- bzw. Blechtemperatur des Vorwärmers nicht unterhalb der Säuretaupunkttemperatur liegt. Die einfachste Möglichkeit, um die Blechtemperaturen anzuheben, ist eine Erhöhung der Lufteintrittstemperatur. Dies kann entweder durch Beimischung heißer Verbrennungsluft zur kalten oder durch einen separaten Wärmeüberträger erfolgen. Häufig wird dafür Anzapf- oder Prozessdampf verwendet. Diese Wärmetauscher werden Dampf-Luvos. Der Dampf-Luvo erhöht allerdings in weiterer Folge die Rauchgastemperatur und hat somit in der Regel einen negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad. Trotzdem wird er aus den oben angeführten Gründen häufig eingesetzt. [58]

4.1.2.2 Berechnungsergebnisse

Block 01 ist nicht mit einer klassischen Luftvorwärmung, bei der die Energie des Rauchgases verwendet wird, ausgestattet (siehe Schema Kapitel 2.2). Die Luftvorwärmung erfolgt ausschließlich mit einem Dampf-Luvo, der durch 19-bar-Prozessdampf gespeist wird. Die Hauptaufgabe des Luvos ist in diesem Fall nicht die Säuretaupunktregelung im nachgeschalteten Luftvorwärmer (da dieser nicht vorhanden ist), sondern speziell das Anheben des Temperaturniveaus im Kessel bei An- und Abfahrvorgängen. Da die Aufgabe der Säuretaupunktregelung wegfällt, kann die Wahl der Vorwärmtemperatur im Normalbetrieb fast ausschließlich nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfolgen. Aus der Theorie ist kein allgemeiner Zusammenhang hinsichtlich des Einflusses einer ausschließlich dampfgespeisten Luftvorwärmung abzuleiten, da dieser sehr stark von den anlagenspezifischen Gegebenheiten abhängt. Der Einfluss der Vorwärmtemperatur auf den Prozess soll in diesem Kapitel genauer untersucht und diskutiert werden.

Zur Analyse wurden 7 Varianten mit unterschiedlichen Verbrennungslufteintrittstemperaturen (200°C, 189°C (Ist, Basis), 180°C, 160°C, 140°C, 120°C sowie mit ausgeschaltetem Dampf-Luvo) durchgeführt. Die Werte unterhalb 180°C sind rein theoretische Werte, um den Einfluss besser ausarbeiten zu können. In der Praxis sind diese Werte regelungstechnisch nicht fahrbar. Bei der Berechnung wurden die zugeführten Brennstoffmengen und Umgebungsbedingungen konstant gehalten, nur die Eintrittstemperatur wurde variiert. Folgende Zusammenhänge wurden dabei festgestellt:

- Die Frischdampfleistung bzw. die Frischdampfproduktion des Kessels steigt mit steigender Frischlufttemperatur über den gesamten Lastbereich, weil dem Kessel mehr thermische Leistung zugeführt wird.
- Die Brennkammertemperatur steigt mit höherer Frischlufteintrittstemperatur leicht an. Am Ende des letzten Verdampfbündels bzw. vor dem Economiser zeigen die Rauchgastemperaturen ein fast unabhängiges Verhalten von der Frischlufttemperatur, da die Temperatur stark von der Sättigungstemperatur in der Trommel bestimmt wird. Die Rauchgastemperatur am Kamin fällt mit höherer Frischlufttemperatur leicht ab. Dies ist auf die höhere Frischdampf- bzw. Speisewassermenge zurückzuführen. Der Economiser wird mit mehr kaltem Speisewasser durchströmt und dadurch wird mehr Energie aus dem Rauchgas abgeführt (siehe Abbildung 41).

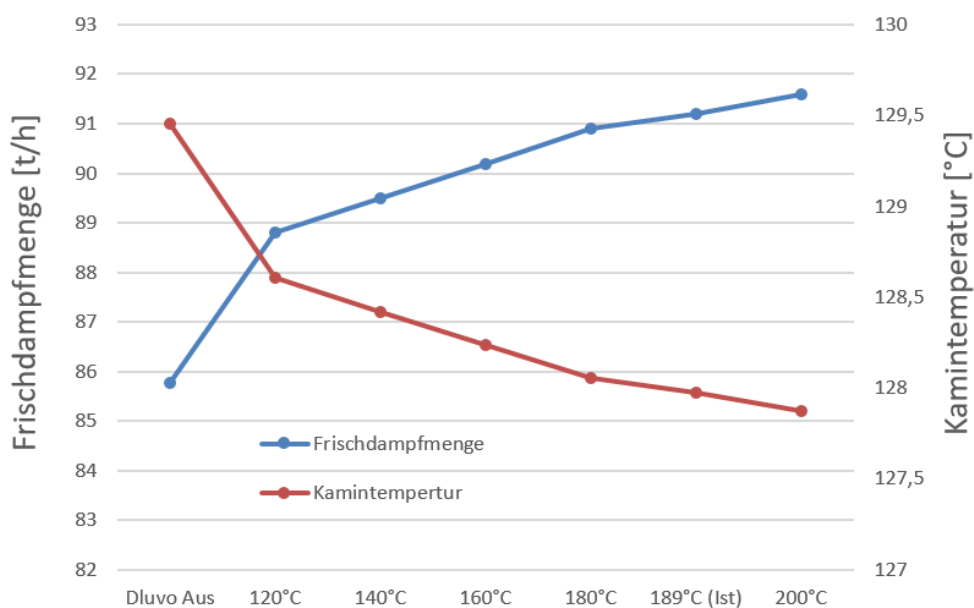


Abbildung 41 - Frischdampfmenge und Kamintemperatur
in Abhängigkeit von der Frischlufttemperatur

- Die Frischlüfterleistung steigt mit steigender Vorwärmtemperatur nur marginal, weil die Vorwärmung erst danach erfolgt.
- Der Kesselwirkungsgrad erhöht sich mit steigender Vorwärmtemperatur über den kompletten Lastbereich, da die verstärkte Frischdampfproduktion bei nahezu gleichbleibenden bzw. leicht verringerten Rauchgasverlusten den zusätzlichen Mehraufwand an Prozessdampf bzw. Frischlüfterleistung zur Vorwärmung mehr als kompensiert (siehe Abbildung 42).
- Der Blockwirkungsgrad verbessert sich ebenfalls mit steigender Vorwärmtemperatur über den gesamten Lastbereich, weil der Gewinn an Dampfturbinenleistung durch den erhöhten Frischdampfmassenstrom die Leistungseinbußen durch eine verstärkte Prozessdampfentnahme überwiegt (siehe Abbildung 42).

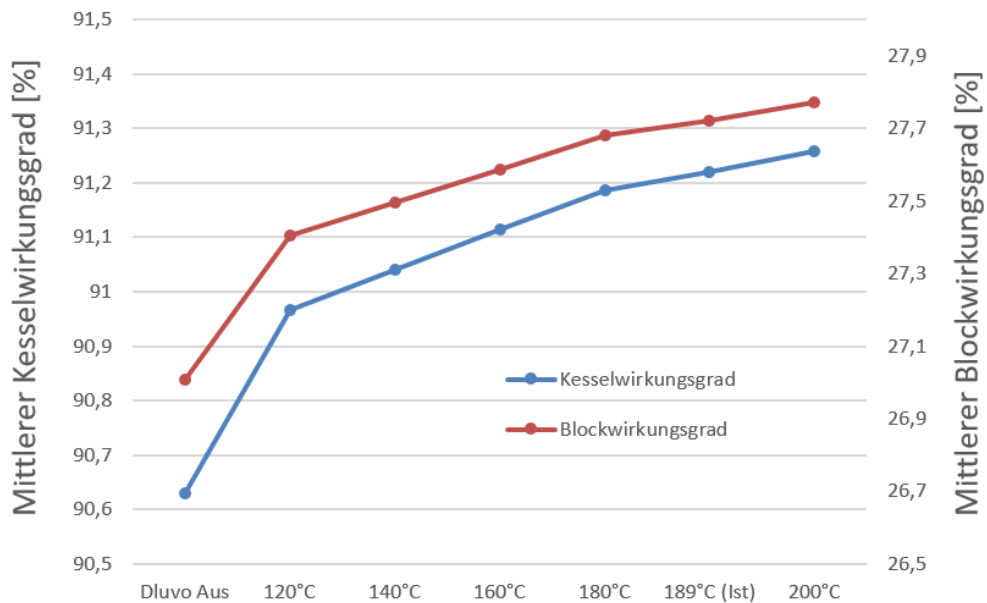


Abbildung 42 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Frischlufftemperatur

- Durch den gesteigerten Blockwirkungsgrad ergibt sich bei höherer Vorwärmtemperatur eine erhöhte Stromproduktion. Der Unterschied zwischen ausgeschaltetem Dampf-Luvo und der Situation bei 189°C entspricht in etwa 4,5 % der Stromausbeute über den untersuchten Zeitraum (siehe Abbildung 43).

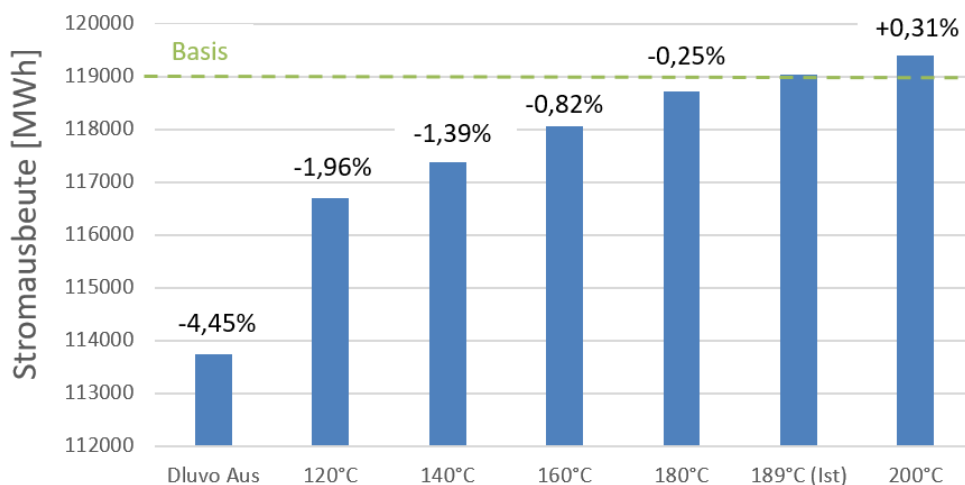


Abbildung 43 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Frischlufftemperatur

Wird nun eine andere Betrachtungsweise angewandt, z.B. wird nicht die Brennstoffmenge, sondern die Kessellast (d.h. die Frischdampfmenge) konstant gehalten, die Frischlufftemperatur variiert und eine Änderung der Wirkungsgrade durch mehr oder weniger Feuerungsleistung kompensiert, sind folgende Zusammenhänge beim Dampferzeuger festzustellen [50]:

- Zunehmende Luftvorwärmung reduziert die Brennstoffmenge marginal und senkt damit bei gleichbleibendem Luftüberschuss auch die Verbrennungsluftmenge.
- Mit reduzierter Luftvorwärmung steigt die Überhitzer-Einspritzmenge, da die fehlende Luftvorwärmung durch einen erhöhten Brennstoffeinsatz kompensiert werden muss, wodurch wiederum die Überhitzertemperaturen ansteigen.
- Der Einfluss auf die Kamintemperatur ist vernachlässigbar gering.
- Die Brennkammertemperatur steigt bei höherer Frischlufttemperatur nur geringfügig.
- Mit steigender Luftvorwärmung steigt der Kesselwirkungsgrad, da durch die Vorwärmung Brennstoff eingespart und in weiterer Folge Verbrennungsluft reduziert werden kann. Weniger Verbrennungsluft bedeutet einen niedrigeren Rauchgasmassenstrom und somit geringere Rauchgasverluste.

Der Einfluss der Vorwärmtemperatur auf die Verbrennung kann rechnerisch nicht hinreichend vorhergagt werden und wird in Kapitel 4.1.4 auf Basis von Versuchsfahrten diskutiert.

4.1.3 Optimierung des Dampfluftvorwärmers

Im Zuge der Untersuchungen wurde auch eine mögliche Effizienzsteigerung des Dampf-Luvos untersucht. Auffällig bei diesem Wärmetauscher war das Fehlen einer Kondensatunterkühlstufe und daraus resultierende hohe Kondensataustrittstemperaturen. Um die im Jahr 2013 gefahrene Vorwärmtemperatur von ca. 189°C zu erreichen, ist im Wärmetauscher ein Druck von ca. 12 bar notwendig, was einer Siedetemperatur von etwa 188°C entspricht. Die größte Wärmemenge wird bei Siedetemperatur übertragen - eine zusätzliche, geringfügige Erwärmung der Luft erfolgt durch den überhitzten Dampf. Eine Siedetemperatur von ca. 188°C bedeutet ohne vorhandene Kondensatunterkühlung aber auch eine Kondensattemperatur von ca. 188°C (siehe Abbildung 44 - links).

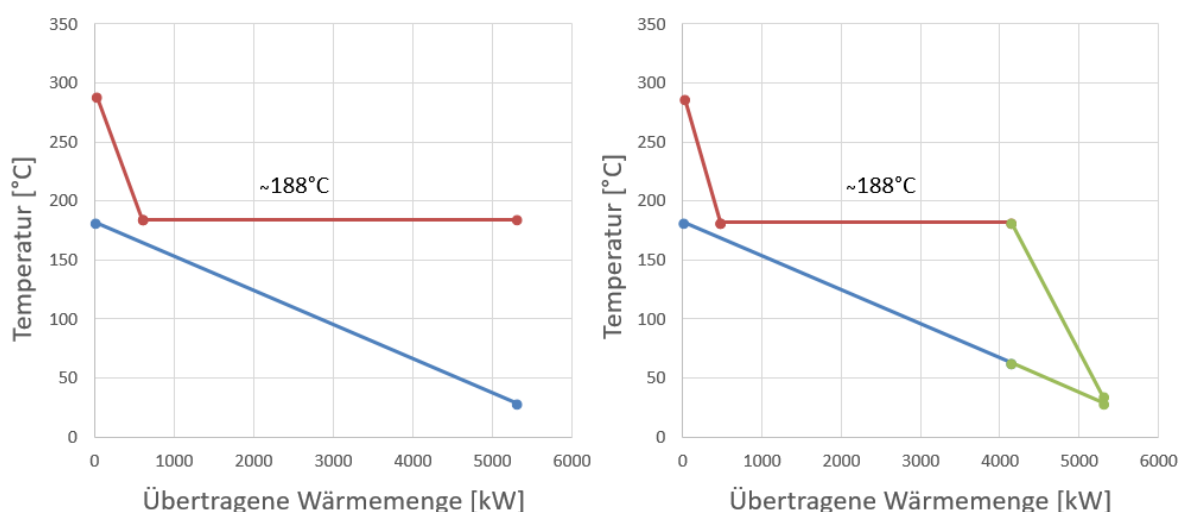


Abbildung 44 - Dampf-Luvo ohne/mit Kondensatunterkühlung

Untersucht wurde das Anbringen einer zusätzlichen Kondensatunterkühlstufe. Folgende Auswirkungen konnten dabei festgestellt werden:

- Durch die zusätzliche Wärmetauscherfläche lässt sich die Kondensattemperatur deutlich reduzieren (siehe Abbildung 44 - rechts). Bei einer wirtschaftlich vertretbaren Größe der Kondensatunterkühlstufe ist im Mittel eine Reduktion von ca. 188°C auf ca. 36°C möglich.
- Der Dampfbedarf des Vorwärmers verringert sich von insgesamt 15.613 t auf 12.177 t pro Jahr, was einer Reduktion von ca. 22 % entspricht.
- Die Frischlüfterleistung steigt auf Grund des zusätzlichen Druckverlustes im Luftweg, hervorgerufen durch die zusätzlichen Register, leicht an.
- Zu beobachten ist, dass eine positive Auswirkung auf den Gesamtwirkungsgrad nicht in allen Lastpunkten zu erreichen ist. Da das Kondensat wieder in den Kreislauf eingebunden wird, muss es im Speisewasserbehälter wieder erwärmt werden. Geschieht dies wiederum mit 19-bar-Prozessdampf, so ist keine Verbesserung zu erzielen. Nur in Lastpunkten, bei denen die Bedampfung mittels Anzapfdampf erfolgt, ist auf Grund der exergetisch besseren Vorwärmung eine geringfügige Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades zu erzielen. Die Jahresstromausbeute steigt somit nur geringfügig um ca. 0,6 % an. Dies entspricht einem Mehrertrag von ca. 715 MWh pro Jahr.

4.1.4 Einfluss des Luftüberschusses und der Lufttemperatur auf die Verbrennung

In den Kapiteln 4.1.1 sowie 4.1.2 wurde der Einfluss der Vorwämtemperatur und des Luftüberschusses auf Grund rein energetischer Gesichtspunkte betrachtet. In diesem Kapitel soll nun auf den Einfluss auf die Verbrennung und die Emissionsentstehung eingegangen werden. Da dies rechnerisch nur sehr schwer möglich ist, wurde dafür am 13.10.2016 eine Testkampagne durchgeführt [61].

Abbildung 45 zeigt einen exemplarischen Lastpunkt bei ca. 73 % Kessellast (ca. 102,5 t/h Frischdampfmenge, ca. 85 MW_{th} Feuerungsleistung) anhand dessen der grundsätzliche Zusammenhang zwischen Frischluftparametern und den Emissionen näher beschrieben werden soll. Die Brennstoffzusammensetzung sowie die Feuerungsleistung wurden innerhalb dieses Zeitraums konstant gehalten.

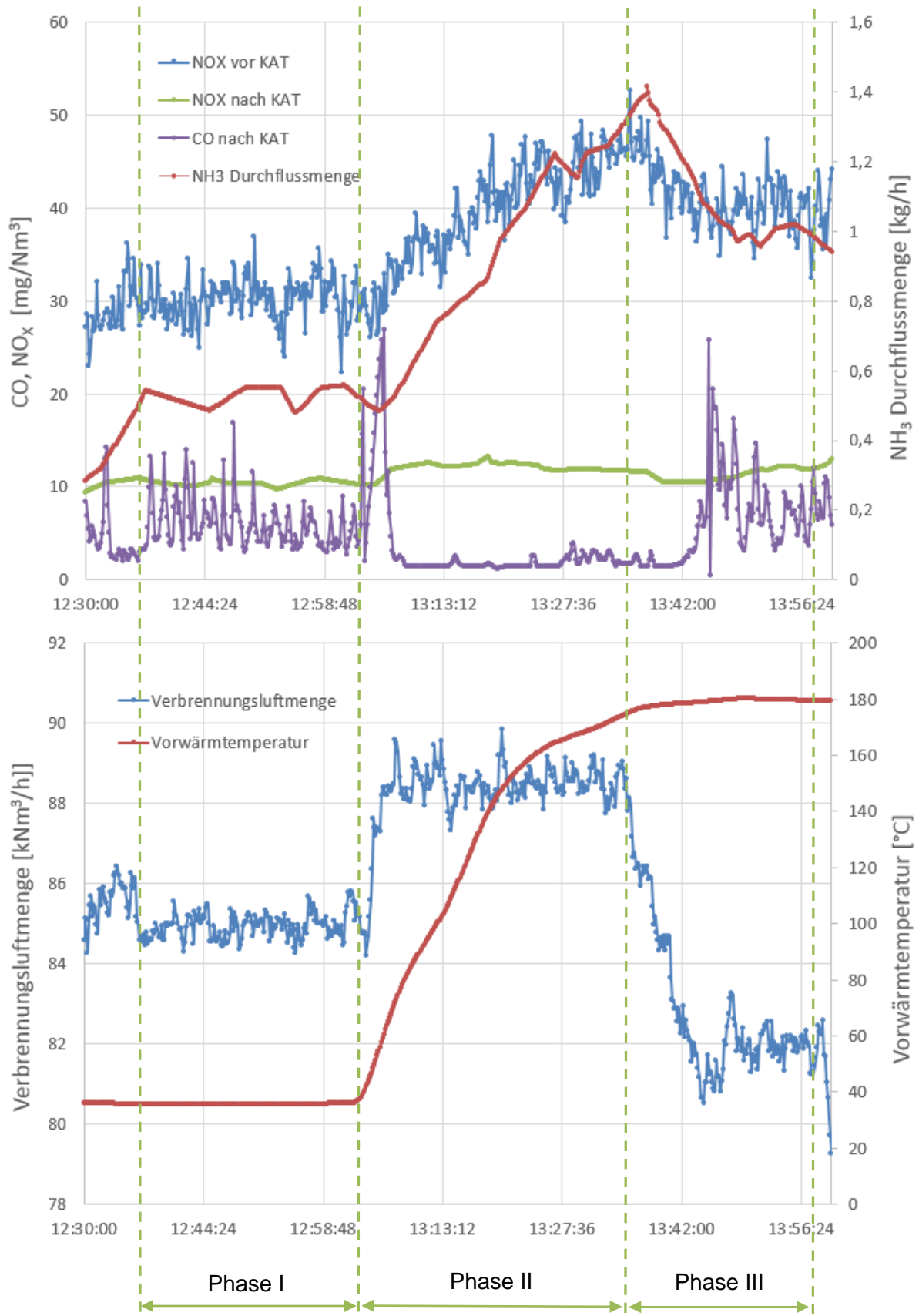


Abbildung 45 - Abhängigkeit des NO_x und CO von Lambda und der Verbrennungslufttemperatur

Die in Abbildung 45 dokumentierte Messfahrt kann in drei Phasen unterteilt werden:

- **Phase I** – keine Vorwärmung, minimale Luftmenge
In Phase I wurde versucht, die minimal notwendige Verbrennungsluftmenge bei einem Betrieb ohne Luftvorwärmung zu ermitteln. Dabei wurde die Luftmenge bzw. der Luftüberschuss λ soweit reduziert, bis es zu „CO-Spitzen“ kam. Die minimale Luftmenge in diesem Lastpunkt - ohne die CO-Grenzwerte zu überschreiten - lag in etwa bei 85.000 Nm³/h. Die NO_x-Werte lagen auf einem niedrigen Niveau.
- **Phase II** – Erhöhung der Vorwärmtemperatur
In Phase II wurde die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft in einem Zeitraum von ca. 30 min langsam von Umgebungstemperatur auf ca. 180°C erhöht. Zu beobachten war ein stetiger Anstieg der NO_x-Werte im Rohgas und in weiterer Folge ein deutlicher Anstieg der NH₃-Durchflussmenge in der DeNO_x, um eine Überschreitung der zulässigen NO_x-Emissionsgrenzwerte im Kamin zu verhindern. Die Verbrennungsluftmenge wurde zu Beginn von Phase II stark erhöht, um eine Verbrennung ohne CO-Produktion zu ermöglichen.
- **Phase III** – Reduktion der Brennluftmenge bei konstanter Vorwärmtemperatur
In Phase III wurde bei konstanter Vorwärmtemperatur von etwa 180°C die Verbrennungsluftmenge wieder reduziert, bis es zu starken „CO-Spitzen“ kam. Mit der Reduktion des Luftüberschusses verringerte sich auch die Entstehung von NO_x im Rohgas. Bei einem Niveau von ca. 82.000 Nm³/h wurde wieder ein ähnliches Niveau der CO-Werte wie bei einem Betrieb ohne Dampf-Luvo erreicht.

Aus den Erkenntnissen der Versuchsfahrten konnten nun folgende Zusammenhänge festgestellt werden: [61]

- Ein geringerer Luftüberschuss erhöht die CO-Emissionen. Die Reduktion des Luftüberschusses wird durch einen sprunghaften Anstieg von CO begrenzt.
- Eine geringere Vorwärmtemperatur reduziert die NO_x-Bildung im Rohgas und in weiterer Folge den Ammoniakverbrauch. Zusätzlich erhöht sie aber die CO-Emissionen.
- Unter Berücksichtigung der CO-Emissionen ist somit der Luftüberschuss durch erhöhte Frischlufttemperatur substituierbar. Bei gleicher CO-Emission ist eine niedrigere Vorwärmtemperatur in Kombination mit einem hohen Luftüberschuss bzw. umgekehrt eine höhere Vorwärmtemperatur mit einem niedrigeren Luftüberschuss möglich.

4.2 Einfluss einer regenerativen Speisewasservorwärmung

4.2.1 Allgemeiner theoretischer Hintergrund

Die regenerative Speisewasservorwärmung ist eine Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung eines Dampfprozesses. Dabei wird versucht, den Clausius-Rankine-Prozess dem Carnot-Prozess anzunähern, indem das Temperaturniveau der externen Wärmezufuhr erhöht wird. Dies erfolgt über einen prozessinternen Wärmetausch, wobei Dampf aus Anzapfungen der Turbine entnommen und die Energie in Misch- oder Oberflächenwärmetauschern an das Speisewasser übertragen wird. Durch diese Wärmeverschiebung wird der Prozess formal dem Idealprozess angeglichen. Man spricht deshalb auch von einer „Carnotisierung“ des Dampfprozesses. Der Vorgang ist thermodynamisch umso günstiger, je geringer die Temperaturdifferenz zwischen dem Anzapfdampf und dem vorgewärmten Speisewasser ist. Die Vorwärmung erfolgt in Stufen und wird im Gegenstrom durchgeführt. Thermodynamisch optimal wäre theoretisch eine unendlich hohe Anzahl an Stufen, das wirtschaftliche Optimum aus erzieltm Wirkungsgradgewinn und Investmentkosten liegt in der Praxis in etwa bei einer Anzahl von 5 - 10 Vorwärmern. Neben der Verbesserung des Gesamtprozesses bewirkt die regenerative Speisewasservorwärmung einen zweiten positiven Effekt. Als Folge der sukzessiven Entnahme von Anzapfdampf über die Turbine, reduziert sich der Dampfdurchsatz durch die MD- und ND-Turbine. Dadurch ergeben sich für die Turbine bedeutende konstruktive Vorteile. Der Dampfdurchsatz sinkt in den letzten Stufen, wo auf Grund des stark expandierenden Dampfes große Strömungsquerschnitte und damit Schaufellängen erforderlich sind. Dies bewirkt wiederum kleinere Spaltverluste und reduziert die Verluste durch Dampfnässe an den Endstufen. Auch der Kondensator nimmt kleinere Abmessungen an, wodurch der Kühlwasserbedarf sinkt. [62] [63]

Im Wesentlichen können bei der regenerativen Speisewasservorwärmung folgende Teilkomponenten unterschieden werden:

- **Niederdruckvorwärmung (ND-Vorwärmung)**
Als ND-Vorwärmer bezeichnet man jene Vorwärmer, die im Niederdruckbereich, d.h. vor der Speisewasserpumpe, angeordnet sind.
- **Speisewasserbehälter und Entgaser**
Der Speisewasserbehälter ist ein Mischvorwärmer, der neben der Speicherung von Kesselspeisewasser und seiner Vorwärmfunktion zusätzlich auch die Aufgabe hat, aggressive Gase wie Sauerstoff und Kohlendioxid, die zur Korrosion von Anlagenteilen führen können, aus dem Speisewasser zu entfernen. [62]
- **Hochdruckvorwärmung (HD-Vorwärmung)**
Als HD-Vorwärmer bezeichnet man Vorwärmer, die im Hochdruckbereich, d.h. nach der Speisewasserpumpe, angeordnet sind.

4.2.2 Systembeschreibung

Bevor auf den Einfluss einer Speisewasservorwärmung näher eingegangen werden kann, soll zum besseren Verständnis der Ergebnisse zuerst das Verhalten des Systems näher erklärt werden. Der Speisewasserbehälter bei Block 01 kann grundsätzlich über zwei unterschiedliche Energiequellen gespeist werden - mit 19-bar-Prozessdampf oder mit Dampf aus der Niederdruck-Turbinenanzapfung. In der ursprünglichen Auslegung war angedacht, den Normalbetrieb mittels Anzapfdampf abzudecken. Für außergewöhnliche Betriebspunkte, wie An- und Abfahrvorgänge oder im Falle eines Turbinenausfalls, ist die Möglichkeit, den Speisewasserbehälter mittels Prozessdampf vom blockinternen Dampfverteiler (über eine Regelarmatur) zu versorgen, vorgesehen. Dadurch kann der Speisewasserdruck in allen Betriebspunkten sichergestellt werden (siehe Abbildung 46).

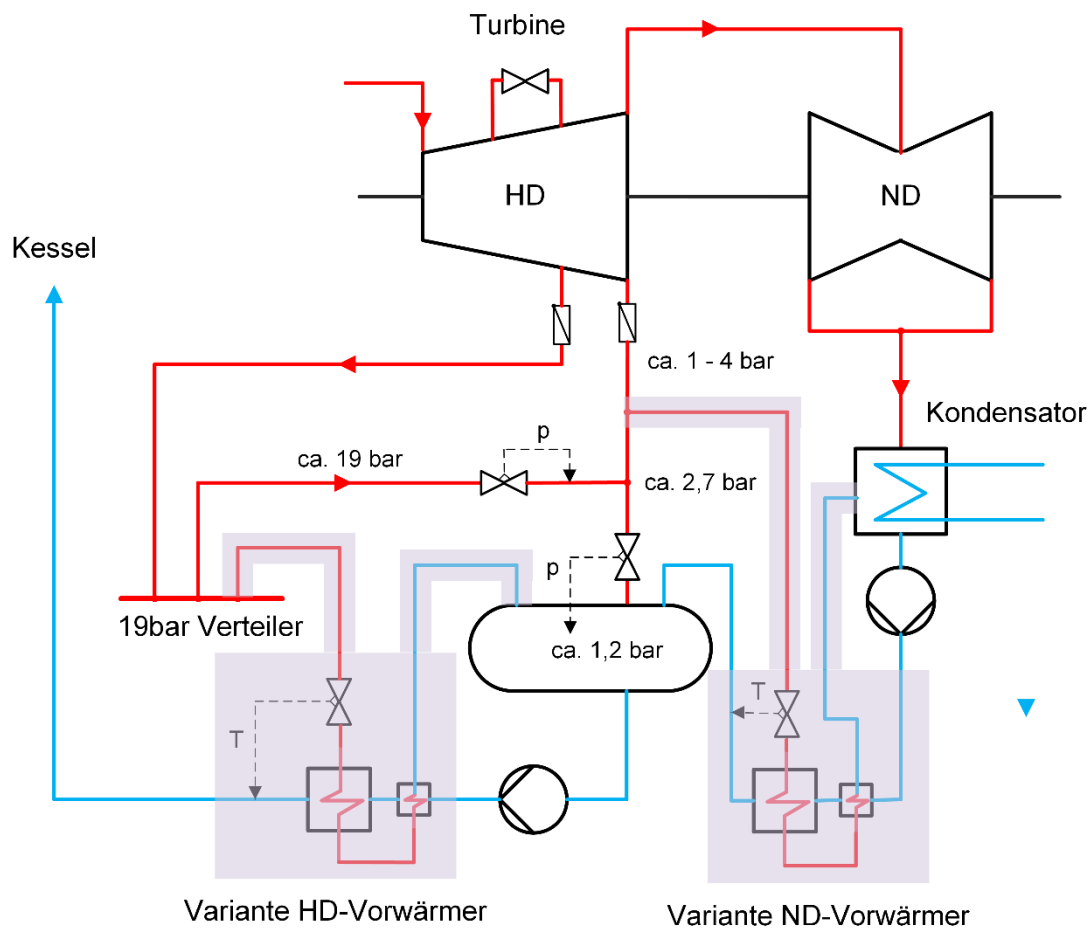


Abbildung 46 - Bedampfung des Speisewasserbehälters inklusive HD- und ND-Vorwärmervarianten

Eine geänderte Betriebsweise hatte aber nun zur Folge, dass die Versorgung des Speisewasserbehälters im Dauerbetrieb nicht mehr ausschließlich über die Niederdruckanzapfung bewerkstelligt werden kann, sondern fast permanent Prozessdampf zur Unterstützung eingesetzt werden muss. Dies ist zum einen auf den stärkeren Teillastbetrieb der Anlage zurückzuführen. Auf Grund der geringeren Lasten an der

Dampfturbine sinkt der Druck in der Anzapfung und in weiterer Folge auch das Druckgefälle zum Speisewasserbehälter (siehe Abbildung 47). Dieses reicht dann nicht mehr aus, um die Druckverluste der Rohrleitungen und Armaturen, wie Regelventile, Handventile und Rückschlagklappen in allen Betriebspunkten zu überwinden und die Versorgung des Speisewasserbehälters sicherzustellen. Zum anderen kommt hinzu, dass im Frischluftbetrieb auf Grund der in Kapitel 1 beschriebenen Säuretaupunktsproblematik ein Einsatz der Kondensatvorwärmerschleife nicht möglich ist. Um die Vorwärmung der Kondensatvorwärmerschleife substituieren zu können, muss noch mehr Massenstrom über die Anzapfung entnommen werden, was wiederum zu einer Erhöhung der Druckverluste führt.

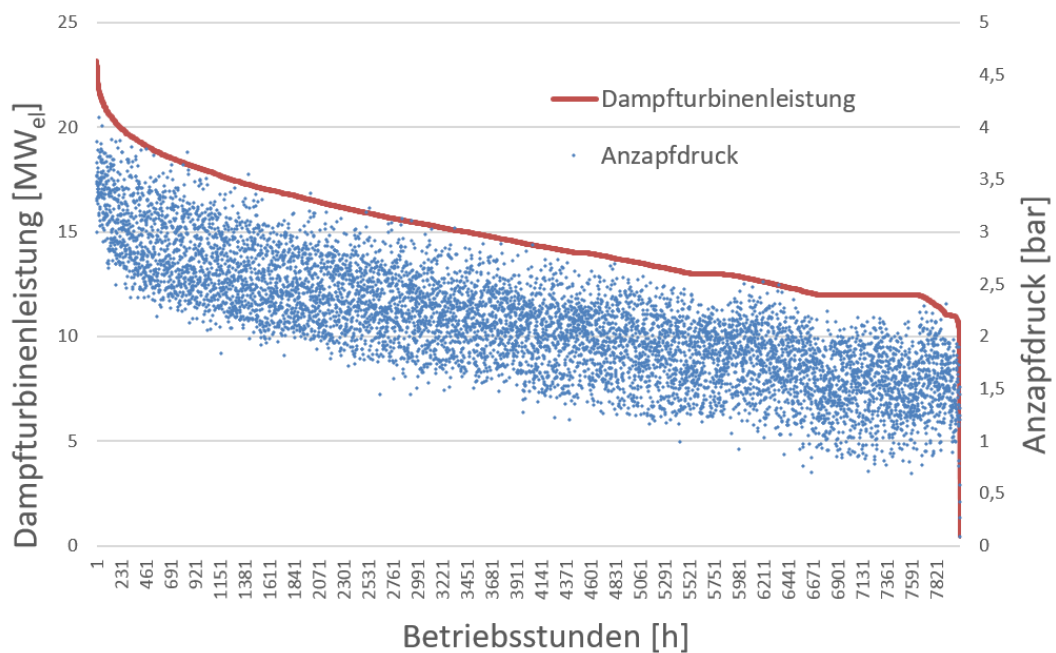


Abbildung 47 - Anzapfdruck und Dampfturbinenleistung über die nach Dampfturbinenleistung sortierten Betriebsstunden (Messwerte)

Abbildung 48 zeigt das Verhältnis zwischen Prozess- und Anzapfdampf zur Versorgung des Speisewasserbehälters nochmals im Detail. Im Bereich I erfolgt die Versorgung des Speisewasserbehälters mittels Prozess- und Anzapfdampf gemeinsam, im Bereich II muss die Versorgung ausschließlich über den Prozessdampf erfolgen, da der Druck in der Turbinenanzapfung zu gering ist.

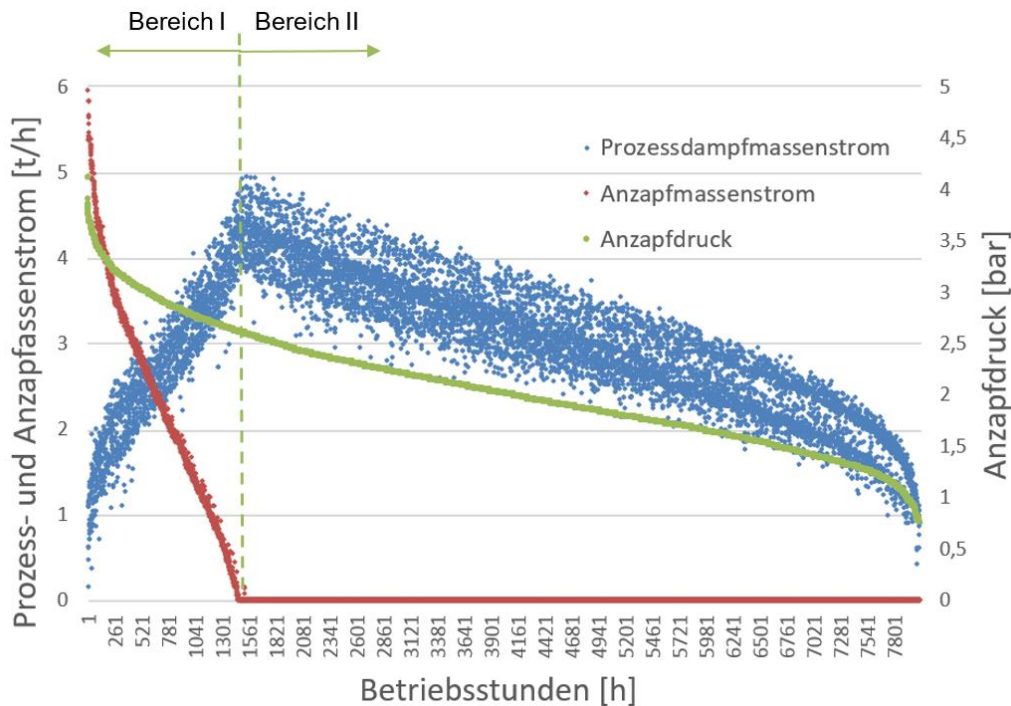


Abbildung 48 - Prozessdampf- und Anzapfmassenstrom sowie Anzapfdruck über Betriebsstunden sortiert nach Anzapfdruck (Simulationsergebnisse)

Die Versorgung des Speiswasserbehälters mit Prozessdampf ist auf Grund der hohen Temperaturdifferenz zwischen Prozessdampf und Speiswasser exergetisch nicht optimal. Daher wurden diverse Anstrengungen unternommen, um die Situation zu verbessern. Alle untersuchten Maßnahmen, die darauf abzielten, den bestehenden Druckverlust zu verringern, wie z.B. ein Vergrößern von Rohrleitungen oder Armaturen, zeigten kein nennenswertes Verbesserungspotenzial [64]. Auch durch regelungstechnischen Änderungen konnte keine bedeutende Verbesserung erzielt werden. Auf eine nähere Beschreibung dieser Untersuchungen soll aus diesem Grund verzichtet werden. Im nächsten Kapitel wird auf eine andere Möglichkeit eingegangen, die im Vergleich deutlich mehr Verbesserungspotenzial aufweist.

4.2.3 Vorwärmung vor Speiswasserpumpen (ND-Vorwärmer)

Im ersten Teil dieses Kapitels wird auf die Implementierung eines ND-Vorwärmers ohne Änderung des Druck- bzw. Temperaturniveaus im Speiswasserbehälter näher eingegangen. Als Dampfversorgung für den ND-Vorwärmer kommt nur die ND-Anzapfung der Turbine in Frage. Das Anbringen von zusätzlichen Anzapfungen an der Turbine kam auf Grund des unverhältnismäßig hohen Aufwandes nicht in Frage (Einbindung eines ND-Vorwärmers siehe Abbildung 46). Da der Speiswasserbehälter über dieselbe Anzapfung versorgt wird wie der angedachte ND-Vorwärmer und es thermodynamisch nahezu gleichgültig ist, wo die Vorwärmung erfolgt, erscheint die Implementierung eines ND-Vorwärmers auf den ersten Blick nicht sinnvoll. In Anbetracht der in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Problematik bezüglich der Bedampfung des Speiswasserbehälters ist es hier aber möglich, Prozessdampf durch

Anzapfdampf zu substituieren und somit die Vorwärmung exergetisch optimaler auszuführen. Ein Vorteil des ND- Vorwärmers ist, dass das Druckgefälle deutlich erhöht werden kann, da das Kondensat in den Kondensator geführt werden kann und somit der Gegendruck des Speiswasserbehälters nicht limitierend ist. Dies ermöglicht die Übertragung einer größeren Wärmemenge sowie den Einsatz von Anzapfdampf über den gesamten Lastbereich. Als Solltemperatur der Vorwärmung wurden 100°C vorgegeben, was ca. 5-10°C unter der Temperatur des Speiswasserbehälters liegt. Um die Entgaserfunktion des Speiswasserbehälters aufrecht zu erhalten, erfolgt der Rest der Vorwärmung im Speiswasserbehälter mittels Prozessdampf. Außerdem wird durch die Temperaturreserve zur Speiswasserbehältertemperatur bzw. Sättigungstemperatur eine notwendige Sicherheit zur Verhinderung eines Ausdampfens bereits im Kondensatsystems gewährleistet. Abbildung 49 zeigt den geordneten Verlauf der Vorwärmtemperatur über den gesamten Lastbereich.

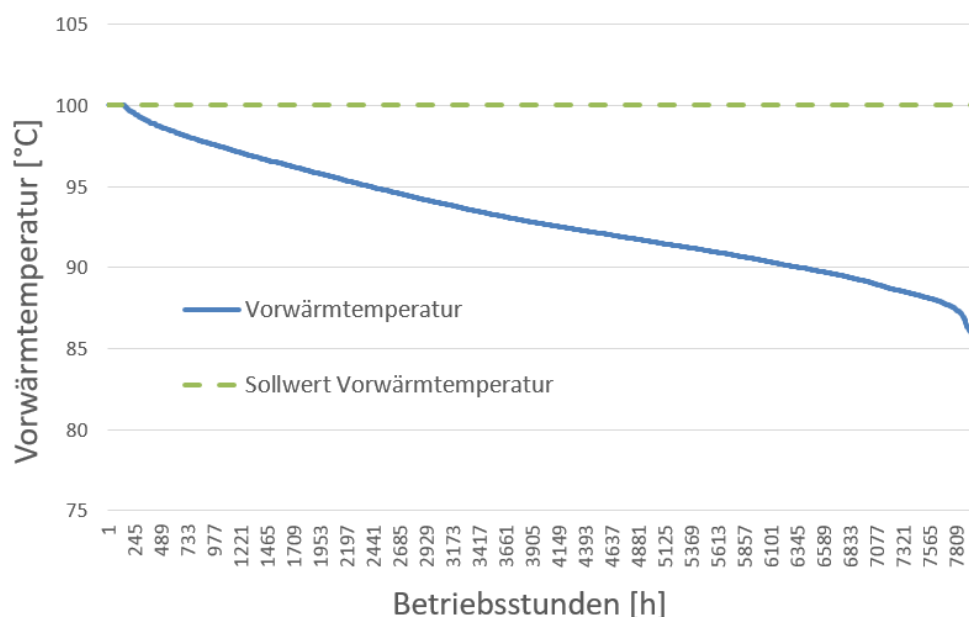


Abbildung 49 - Vorwärmtemperatur mit ND-Vorwärmer
(sortiert nach Vorwärmtemperatur)

Auffällig in Abbildung 49 ist, dass die Solltemperatur von 100°C nur in sehr wenigen Betriebsstunden erreicht werden kann. Ähnlich wie in Kapitel 4.2.2 beim Speiswasserbehälter limitiert auch hier - trotz ausreichend groß dimensionierter Wärmeübertragerfläche - der Druckverlust über die Anzapfleitung die maximal mögliche übertragene Wärmeleistung. Nichts desto trotz sind folgende positive Effekte bei der Implementierung eines ND-Vorwärmers zu erwarten:

- Das Verhältnis von eingesetzter Anzapfmenge zur Prozessdampfmenge steigt beträchtlich. Es besteht die Möglichkeit, über den gesamten Lastbereich Anzapfdampf zur Vorwärmung einzusetzen. Der Prozessdampfbedarf wird deutlich reduziert (siehe Abbildung 50). Die absoluten Zahlen der im betrachteten Zeitraum eingesetzten Anzapf- und Prozessdampfmengen sind in Abbildung 51 - links ersichtlich.

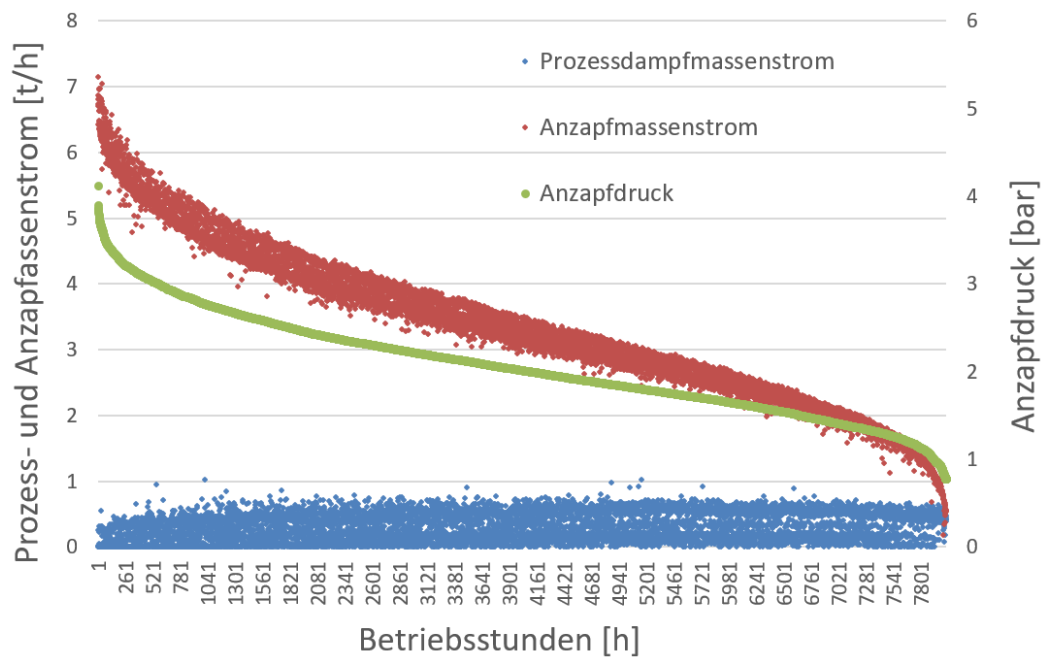


Abbildung 50 - Prozessdampf- und Anzapfmassestrom sowie Anzapfdruck über Betriebsstunden sortiert nach Anzapfdruck bei Implementierung eines ND-VW

- Der Dampfdurchsatz durch die Mitteldruckturbine erhöht sich leicht, da später an der Turbine mehr Dampf entnommen wird. Die Dampfmen gen sind aber so gering, dass nennenswerte Effekte auf die Dampfturbine auszuschließen sind.
- Da die Temperatur des Speisewasserbehälters bzw. die Kesseleintrittstemperatur konstant bleiben, ist kein Einfluss auf die Kesselparameter zu erwarten.
- Der Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad ist nicht zu vernachlässigen. Auf Grund der optimierten Vorwärmung steigt der Gesamtwirkungsgrad im Mittel um ca. 0,29 Prozentpunkte an.
- Der gesteigerte Wirkungsgrad hat einen nennenswerten positiven Effekt auf die Stromausbeute im Untersuchungszeitraum (Abbildung 51– rechts).

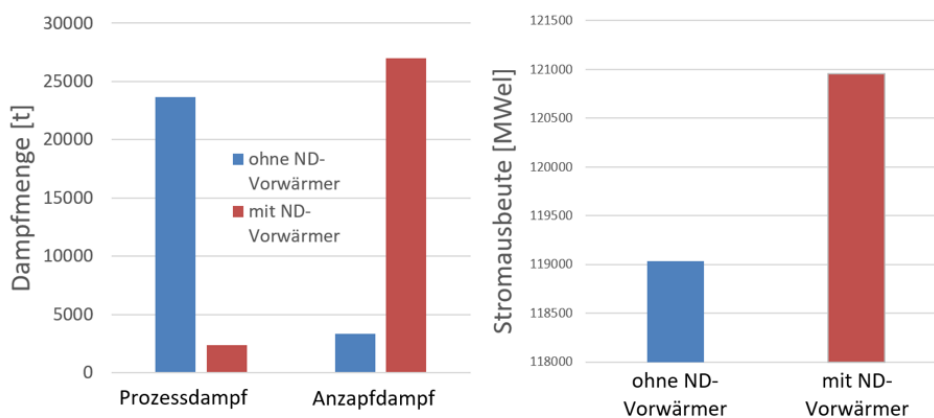


Abbildung 51 - Dampfmen gen und Stromausbeute mit und ohne ND-Vorwärmer

Im zweiten Teil dieses Kapitels soll nun auf eine mögliche Erhöhung der Speisewasserbehältertemperatur eingegangen werden. Dies scheint in mehrerlei Hinsicht problematisch und kann - wenn überhaupt - nur in bescheidenem Ausmaß angedacht werden. Limitierend sind hier die Auslegungsparameter des Speisewassersystems. Neben dem Speisewasserbehälter (maximaler Betriebsdruck 3 bar, entspricht einer Sattdampf Temperatur von ca. 133°C) ist vor allem der negative Einfluss auf die Speisewasserpumpen erwähnenswert. Bei gleichbleibender Pumpenleistung reduziert sich der Massenstrom auf Grund der Reduktion der Dichte des Wassers um ca. 2,7 % je 30K Speisewassertemperatur [61]. Sowohl in Kombination mit einem Niederdruckvorwärmer als auch ohne einen solchen, muss die Erhöhung der Temperatur im Speisewasserbehälter auf Grund der oben beschriebenen Grenzen in der Anzapfmenge durch Prozessdampf erfolgen. Auf Basis dieser Erkenntnisse wird von einer Erhöhung der Speisewassertemperatur vor der Speisewasserpumpe Abstand genommen und stattdessen zur weiteren Erhöhung der Speisewassertemperatur eine Vorwärmung nach der Speisewasserpumpe empfohlen (siehe Kapitel 4.2.4). Auch auf eine detaillierte thermodynamische Untersuchung wurde verzichtet, da die thermodynamischen Einflüsse nahezu gleich sind wie bei der Implementierung eines HD-Vorwärmers. Alle in Kapitel 4.2.4 getroffenen qualitativen Aussagen zum Einfluss des HD-Vorwärmers sind ohne Ausnahme auch für die Erhöhung der Temperatur im Speisewasserbehälter durch Prozessdampf gültig.

4.2.4 Vorwärmung nach Speisewasserpumpe (HD-Vorwärmer)

Ähnlich wie bei der ND-Vorwärmung scheint auch die konstruktive Einbindung einer Vorwärmung nach der Speisewasserpumpe in vielerlei Hinsicht nicht ganz unproblematisch zu sein. Der Einfluss auf das Gesamtsystem ist aber deutlich geringer als bei der ND-Vorwärmung, da nur das Teilsystem nach den Vorwärmern bis zum Economisereintritt anderen Parametern ausgesetzt ist. Zum einen werden sämtliche Druckteile nach dem HD-Vorwärmer stromaufwärts einer höheren Temperatur ausgesetzt, zum anderen ist der zusätzliche Druckverlust auch nicht unerheblich. Dies gilt es bei einer Umsetzung zu berücksichtigen. [61]

Um einen maximalen Effekt der Speisewasservorwärmung zu erzielen, empfiehlt es sich, den Vorwärmer vor der Entnahme der Einspritzwassermengen anzubringen. Auf diese Weise erreicht man die maximale Speisewassermenge und in weiterer Folge die maximale Anzapfmenge, die in der Regel für eine Verbesserung des Kreislaufwirkungsgrades verantwortlich ist (Einbindung des HD-Vorwärmers in den Gesamtkreislauf siehe Abbildung 46).

Bei den thermodynamischen Untersuchungen wurden Vorwärmtemperaturen von bis zu 140°C untersucht. Folgende Auswirkungen auf den Prozess wurden bei Erhöhung der Vorwärmtemperatur mittels HD-Vorwärmer festgestellt:

- Die Kamintemperatur und somit auch die Rauchgasverluste steigen beträchtlich, da die Speisewassereintrittstemperatur das kalte Ende des Dampferzeugers bestimmt

(siehe Abbildung 52). Die Economiser-Unterkühlung sinkt, bleibt aber bei den untersuchten Speisewassertemperaturen im sicheren Bereich. Die restlichen Kesseltemperaturen bleiben nahezu unverändert.

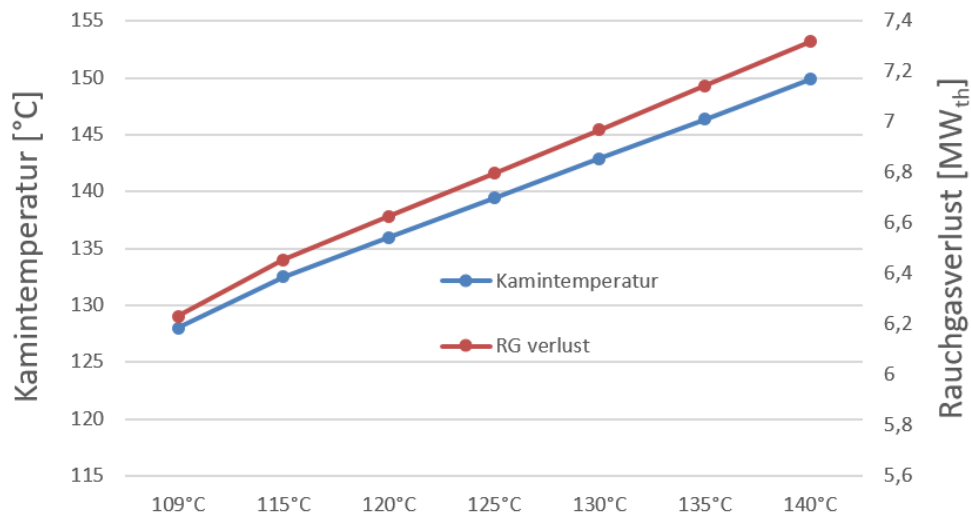


Abbildung 52 - Kamintemperatur und Rauchgasverluste in Abhängigkeit von der Speisewassertemperatur

- Die Frischdampfproduktion steigt, da für die Speisewasservorwärmung weniger Brennstoffenergie verwendet werden muss, weil diese teilweise von der regenerativen Speisewasservorwärmung übernommen wird. Ein Teil der überschüssigen Brennstoffenergie wird (neben dem höheren Rauchgasverlust) zur zusätzlichen Frischdampfproduktion frei (siehe Abbildung 53).

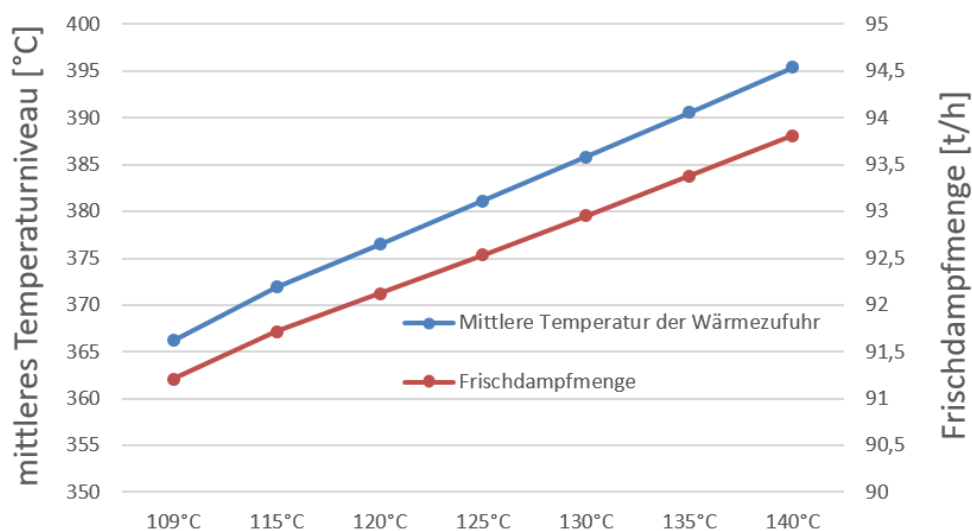


Abbildung 53 - mittleres Temperaturniveau der externen Wärmezufuhr und Frischdampfmenge in Abhängigkeit von der Speisewassertemperatur

- Auf Grund der deutlich erhöhten Rauchgasverluste fällt der Kesselwirkungsgrad beträchtlich ab (siehe Abbildung 54). Die negativen Auswirkungen des

Kesselwirkungsgrades auf den Blockwirkungsgrad halten sich aber in Grenzen, da die Erhöhung des mittleren Temperaturniveaus der externen Wärmezufuhr steigt. Dies hat einen positiven Effekt auf den Gesamtwirkungsgrad, kann aber den negativen Einfluss auf Grund der erhöhten Rauchgasverluste nicht kompensieren. An der Dampfturbine wird der positive Einfluss der höheren Frischdampfmenge durch die verstärkte Prozessdampfentnahme für die Vorwärmung überkompensiert, so dass in Summe die Leistung an der Generatorklemme abfällt.

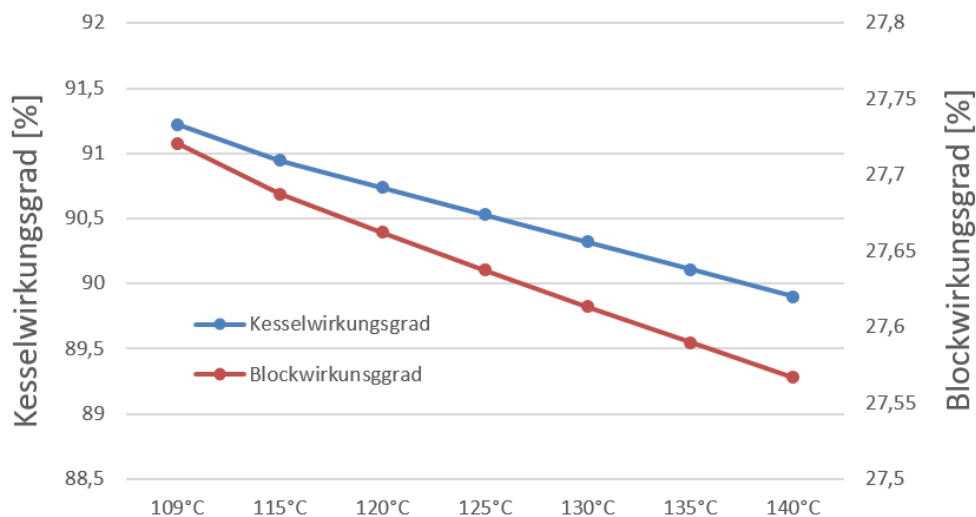


Abbildung 54 - Kesselwirkungsgrad und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Speisewassereintrittstemperatur

- Auf Grund des sinkenden Gesamtwirkungsgrades verringert sich die Stromausbeute mit steigender Vorwärmtemperatur (siehe Abbildung 55).

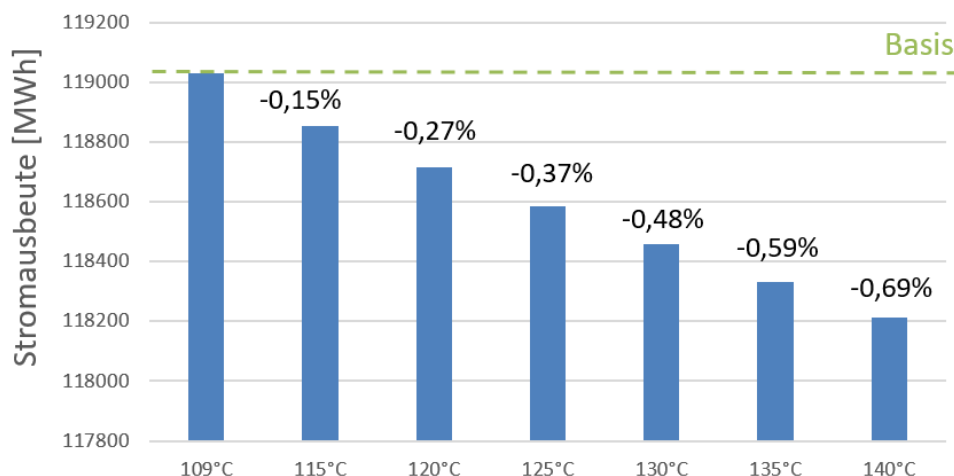


Abbildung 55 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Speisewassereintrittstemperatur

- Die Emissionen können rechnerisch nicht vorhergesagt werden. Da aber kein Effekt auf die Brenner bzw. Brennkammertemperaturen gegeben ist, ist der Einfluss als neutral einzustufen.

Trotz der oben beschriebenen negativen Auswirkung auf den Wirkungsgrad der Anlage wird die Verwendung eines HD-Vorwärmers im Zuge dieser Arbeit nochmals aufgegriffen, da dieser eine Regelung der Säuretaupunkttemperatur am kalten Ende des Dampferzeugers ermöglicht und somit einen Beitrag zur Verminderung des Verschmutzungsproblems leisten kann.

4.2.5 Auswirkung auf den GuD-Betrieb

Eine regenerative Speisewasservorwärmung hat ohne Zweifel einen negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad im GuD-Betrieb, da dieser im Wesentlichen vom Wirkungsgrad des Abhitzedampferzeugers geprägt wird und dieser durch die Erhöhung der Rauchgastemperatur signifikant abfällt. Aus diesem Grund wird im GuD-Betrieb eine niedrigere Speisewassertemperatur angestrebt. Auch die im Kapitel 1 thematisierte Verschmutzungsproblematik ist auf Grund der niedrigeren Säuretaupunkttemperaturen im GuD-Betrieb kein Thema. Alle in Kapitel 4.2 beschriebenen Maßnahmen können reversibel ausgeführt werden. Die Vorwärmer können beim Umschalten in den GuD-Betrieb innerhalb kürzester Zeit mit entsprechenden Bypässen umgangen werden. Auch der Speisewasserbehälterdruck kann im laufenden Betrieb verändert werden. Dies ermöglicht eine hohe Flexibilität und einen optimalen Betrieb in den jeweiligen Betriebsarten. Eine nähere thermodynamische Untersuchung des GuD-Betriebs wurde aus den eben angeführten Gründen somit als nicht notwendig erachtet.

4.3 Einfluss einer Brennstoffvorwärmung

4.3.1 Berechnungsergebnisse

Im Zuge der Untersuchungen wurde auch eine Vorwärmung des Koksgases in Betracht gezogen. Im Modell wurde der Vorwärmer nach dem Koksgasgebläse implementiert, als Wärmequelle wurde Prozessdampf herangezogen. Das Kondensat wurde unterkühlt und am Speisewasserbehälter wieder in den Prozess eingespeist. Da durch die Einbindung in den Speisewasserbehälter immer ein minimaler Gegendruck zu gewährleisten ist, kann die Vorwärmtemperatur nicht beliebig tief gewählt werden. Bei den Untersuchungen wurden somit nur realistische Temperaturen ab 120°C näher betrachtet. Folgende Zusammenhänge konnten festgestellt werden (vergleichbar mit jenen bei Erhöhung der Verbrennungslufttemperatur (siehe Kapitel 4.1.2)):

- Die Frischdampfleistung bzw. die Frischdampfproduktion des Kessels steigt über den gesamten Lastbereich mit steigender Brennstofftemperatur leicht an, weil mehr thermische Leistung dem Kessel zugeführt wird (siehe Abbildung 56).
- Der Einfluss auf die Einspritzmengen und die Economiser-Unterkühlung können auf Grund der geringen eingebrachten Wärmemenge durch den Vorwärmer vernachlässigt werden.
- Die Brennkammertemperatur steigt mit höherer Brennstofftemperatur nur sehr gering. (siehe Abbildung 56). Der Einfluss auf die Rauchgastemperaturen im Kamin ist zu vernachlässigen.

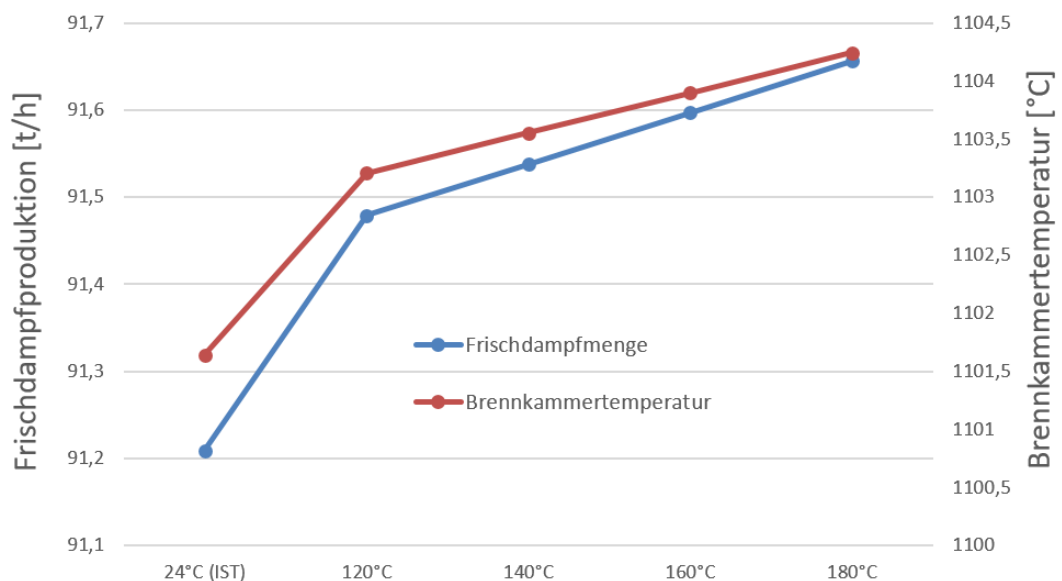


Abbildung 56 - Frischdampfproduktion und Brennkammertemperatur in Abhängigkeit von der Koksgasvorwärmtemperatur

- Die Dichte sinkt mit steigender Vorwärmtemperatur beträchtlich (Reduktion von 34,4 % bei einer Änderung von 24°C auf 180°C). Im selben Verhältnis steigt der spezifische Volumenstrom deutlich an. (siehe Abbildung 57)

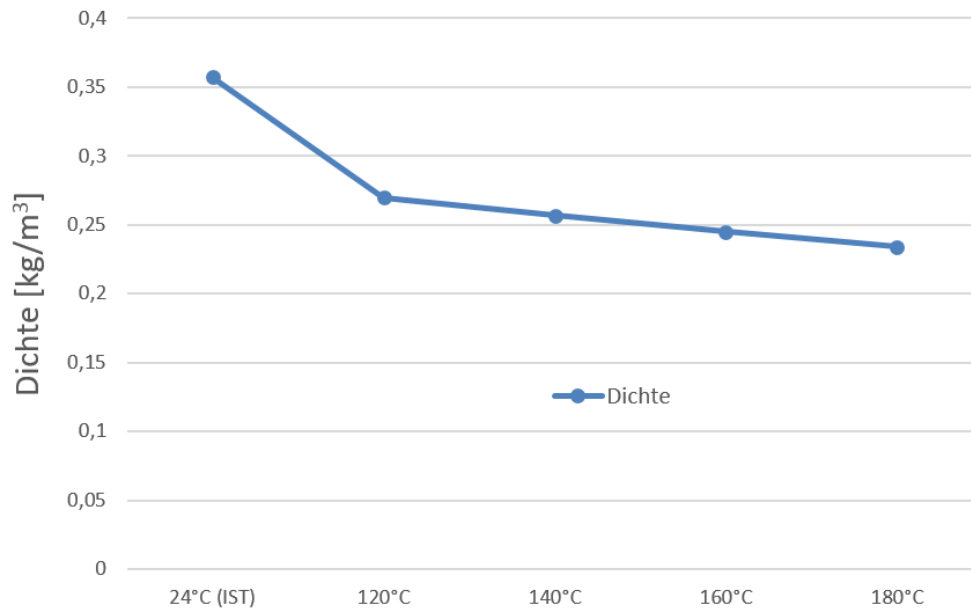


Abbildung 57 - Koksgasdichte in Abhängigkeit von der Koksgastemperatur

- Die Gebläseleistung steigt mit steigender Vorwärmtemperatur auf Grund der Dichteänderung nur marginal, weil die Vorwärmung erst danach erfolgt.
- Der Kesselwirkungsgrad steigt über den kompletten Lastbereich mit immer höherer Vorwärmtemperatur leicht an, da die verstärkte Frischdampfproduktion bei nahezu gleichbleibenden Rauchgasverlusten den zusätzlichen Mehraufwand an Prozessdampf zur Vorwärmung mehr als kompensieren kann (siehe Abbildung 58).

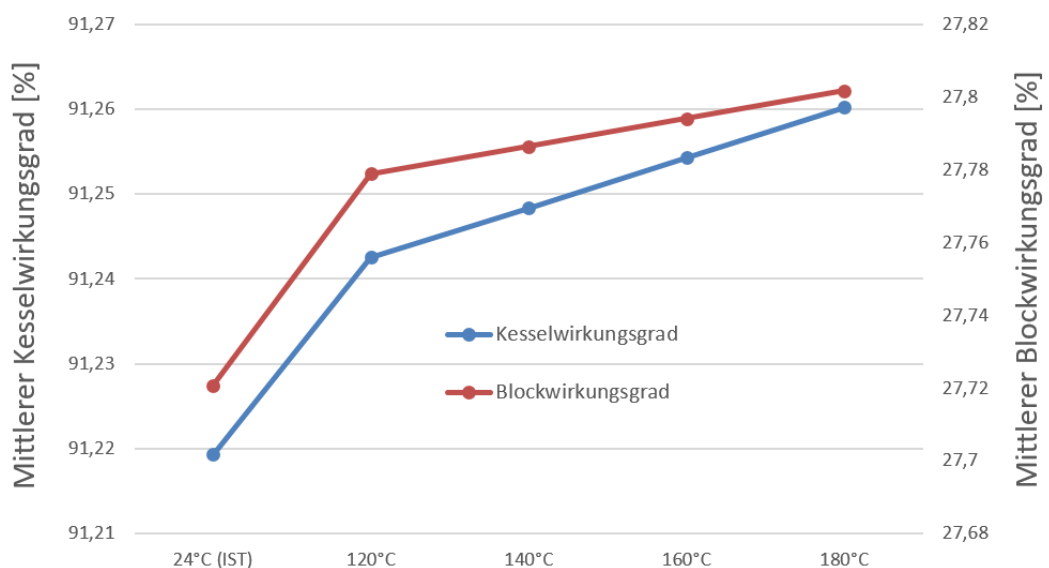


Abbildung 58 - Mittlerer Kessel- und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Koksgasvorwärmtemperatur

- Der Blockwirkungsgrad steigt ebenfalls über den gesamten Lastbereich mit steigender Vorwärmtemperatur leicht an, weil der Gewinn an Dampfturbinenleistung durch den verstärkten Frischdampfmassenstrom die Leistungseinbußen durch mehr Prozessdampfentnahme überwiegt (siehe Abbildung 58).
- Durch den verbesserten Blockwirkungsgrad ergibt sich eine leicht erhöhte Stromproduktion bei höherer Vorwärmtemperatur. Der Unterschied zwischen ausgeschaltetem Vorwärmer und der Situation bei 180°C beträgt in etwa 0,5 % an Stromausbeute über den untersuchten Zeitraum (siehe Abbildung 59).

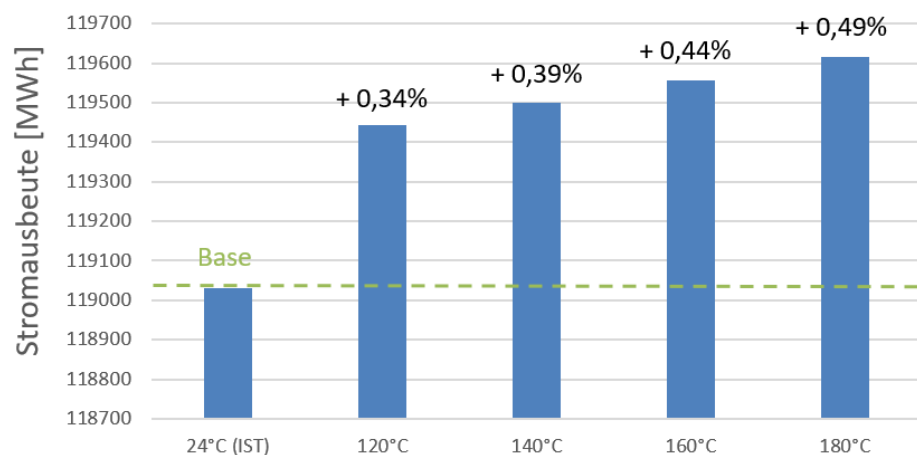


Abbildung 59 - Stromausbeute in Abhängigkeit der Koksgasvorwärmtemperatur

- Die NO_x-Emissionen können rechnerisch nicht vorhergesagt werden. Durch den leichten Anstieg der Verbrennungstemperatur und auf Basis der experimentellen Erkenntnisse zum Einfluss der Verbrennungslufttemperatur ist aber mit einem leichten Anstieg der NO_x-Emissionen zu rechnen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der Einfluss vergleichbar mit jenem durch die Verbrennungsluftvorwärmung ist. Da aber der Koksgasmassenstrom deutlich geringer ist als der Verbrennungsluftmassenstrom, wird deutlich weniger Energie in den Kessel eingebracht und die Einflüsse sind nur in abgeschwächter Form zu beobachten. Nicht unerheblich ist der Anstieg des Volumenstroms durch die Koksgasvorwärmung und die damit verbundene Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten im Rohrleitungssystem und den Brennern. Auf Grund der Auslegungsgrenzen des Koksgassystems ist eine Reduktion der maximal möglichen Durchflussmenge zu erwarten.

4.4 Einfluss der Heizflächenkonfiguration

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Heizflächenkonfiguration und im Speziellen der der letzten drei Heizflächen im Kessel näher betrachtet.

4.4.1 Ursprüngliche Heizflächenkonfiguration

Abbildung 60 zeigt die originale Heizflächenkonfiguration am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers. Die letzten drei Heizflächen in Rauchgasrichtung sind der Economiser mit einer Fläche von 16.753 m², die flächenmäßig sehr kleine Kondensatschleife mit 1.241 m² und die Fernwärmeschleife mit 9.207 m² als letzte Heizfläche des Abhitzedampferzeugers.

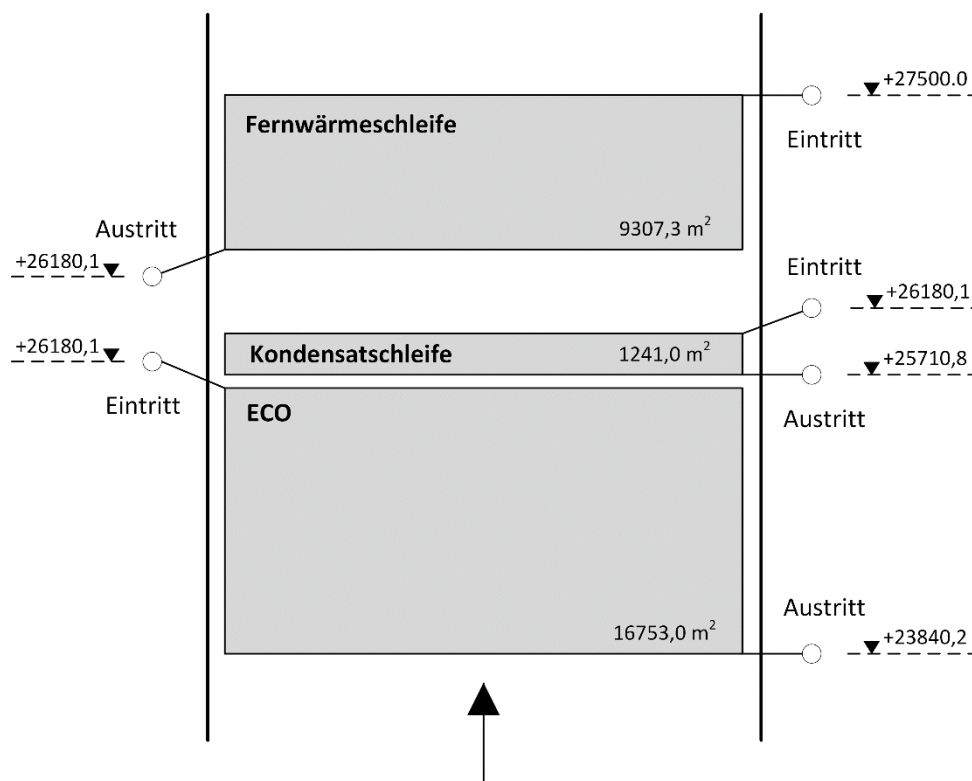


Abbildung 60 – Heizflächenkonfiguration (Originalausführung)

In Tabelle 1 sind weitere Details zu den Heizflächen angeführt:

Heizfläche	Durchströmung	Typ	Fläche	Anzahl an Reihen	Material
Fernwärmeschleife	Gegenstrom	Spiralrippenrohr	9307,3 m ²	15	St35.8
Kondensatschleife	Gegenstrom	Spiralrippenrohr	1241,0 m ²	2	St35.8
Economiser	Gegenstrom	Spiralrippenrohr	16753,0 m ²	27	St35.8

Tabelle 1 - Details der Heizflächenkonfiguration

4.4.2 Einfluss der Verschmutzung

Bevor auf eine Veränderung der Heizflächenkonfiguration näher eingegangen wird, soll der Einfluss der in Kapitel 1 thematisierten Verschmutzung näher betrachtet werden. Dazu wurden zwei Szenarien gerechnet. Zum einen der Tausch der Kondensatvorwärmerschleife gegen eine neuwertige Kesselheizfläche (Variante KO NEU), zum anderen ein Tausch von allen drei Heizflächen am kalten Ende (Variante ECO/FW/KO NEU). In der zweiten Variante ist bei allen berechneten Frischluftlastpunkten die Fernwärmeschleife immer betrieblich ausgeschaltet, da es sonst zu einer im Hinblick auf den Schwefelsäuretaupunkt zu starken Abkühlung des Rauchgases kommen würde. Die GuD-Lastpunkte wurden im Fernwärmebetrieb betrachtet. Bei den Berechnungen wurde der in Kapitel 3.3.3.2 ermittelte Korrekturfaktor EFF der verschmutzten Anlage bei den Heizflächen am kalten Ende wieder auf den ursprünglichen, für eine neuwertige Anlage geltenden Wert, gesetzt. Gemäß Kapitel 3.2.3.1 entspricht dies bei Economiser- Kondensat- und Fernwärmeschleife $EFF = 0,69$. Die angenommenen Korrekturfaktoren bei den zwei beschriebenen Varianten sind in Tabelle 2 zu finden:

Variante	Korrekturfaktor Kondensatschleife	Korrekturfaktor ECO- Heizfläche	Korrekturfaktor FW-Heizfläche
BASIS	0,3	0,4	0,4
KO NEU	0,69	0,4	0,4
ECO/FW/KO NEU	0,69	0,69	0,69

Tabelle 2 - Einfluss der Verschmutzung

4.4.2.1 Einfluss auf den Frischluftbetrieb

Zuerst wurde der Einfluss der Verschmutzung auf den Frischluftbetrieb näher untersucht. Folgende Erkenntnisse wurden bei den Berechnungen gewonnen:

- Die mittlere Kamintemperatur sinkt beträchtlich in der Variante ECO/FW/KO NEU. Auf Grund der sehr geringen Heizflächengröße und der wenigen Betriebsstunden der Kondensatschleife ist der Einfluss auf die mittlere Kamintemperatur bei der Variante KO NEU nur sehr gering (siehe Abbildung 61). In Lastpunkten, wo die Kondensatvorwärmerschleife in Betrieb ist, stellt sich eine Kamintemperatur ein die ca. 10°C -15°C niedriger ist als im verschmutzten Zustand, wobei die absoluten Werte um ca. 110°C liegen. Gemäß den Säuretaupunktskalkulationen aus Kapitel 5.1.3.1.3 ist hier bereits eine Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts zu erwarten.
- In der Variante ECO/FW/KO NEU steigt die Frischdampfproduktion deutlich an, da mehr Energie aus dem Rauchgas entnommen und zur Frischdampferzeugung verwendet wird. Bei der Variante KO NEU bleibt die Frischdampfproduktion konstant, da die Speisewassereintrittstemperatur unverändert bleibt. Die dem Rauchgas entzogene Energie wird zur Kondensatvorwärmung verwendet (siehe Abbildung 61).

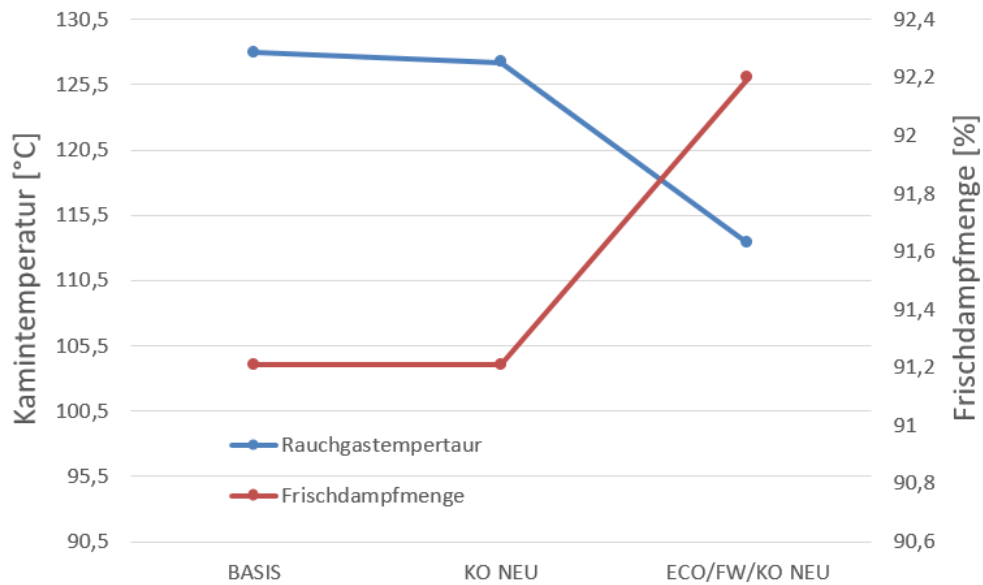


Abbildung 61 - Kamintemperatur und Frischdampfmenge in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung

- Der Kesselwirkungsgrad steigt bei beiden Varianten, weil die Rauchgasverluste durch die geringeren Kamintemperaturen sinken. Der Gesamtwirkungsgrad steigt auch in beiden Varianten. In der Variante ECO/FW/KO NEU ist der Gewinn auf die erhöhte Frischdampfproduktion zurückzuführen. Bei Variante KO NEU ergibt sich bei gleicher Frischdampfmenge eine erhöhte Dampfturbinenleistung, da weniger Dampf zur Speisewasserbedampfung entnommen werden muss (siehe Abbildung 62). Der Einfluss auf die mittleren Wirkungsgrade in Variante KO NEU ist aber auf Grund der geringen Anzahl an Betriebsstunden im Untersuchungszeitraum sehr gering.

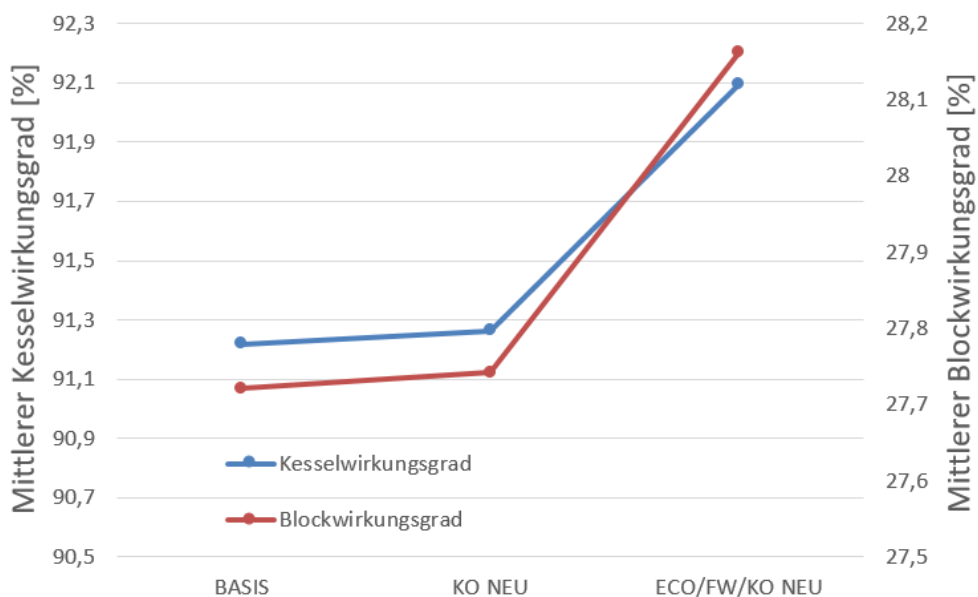


Abbildung 62 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung

- Auf Grund des höheren Gesamtwirkungsgrades steigt die Stromausbeute über den untersuchten Zeitraum, bei der Variante ECO/FW/KO NEU mit 2,58 % sogar beträchtlich an (siehe Abbildung 63).

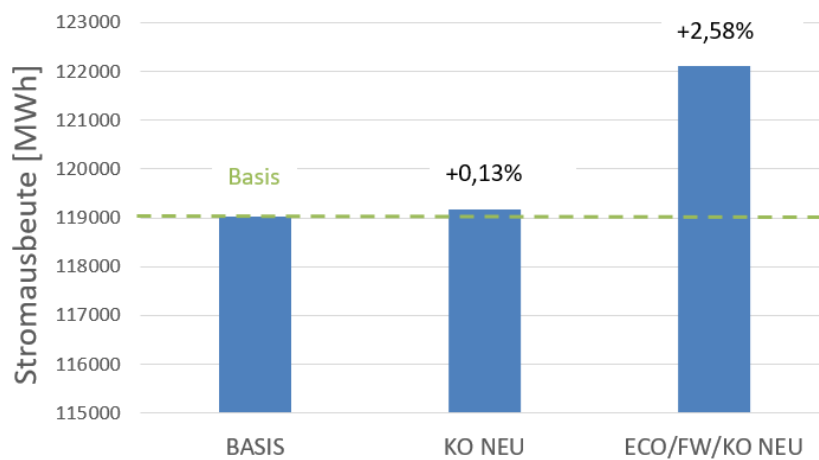


Abbildung 63 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung

4.4.2.2 Einfluss auf den GuD-Betrieb

Bei der Betrachtung der GuD-Lastpunkte wurde ein enormer Einfluss der Verschmutzung festgestellt, der nachfolgend anhand der GuD-Lastpunkte 1 und 2 näher beschrieben wird.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

Abbildung 64 zeigt das Q-T-Diagramm des GuD-Lastpunktes 1, d.h. des Gasturbinenlastfalls mit maximaler Zusatzfeuerung. Die Ergebnisse der Variante ECO/FW/KO NEU mit neuwertigen Heizflächen am kalten Ende sind als volle Linie, die Ergebnisse des Ist-Zustandes (Variante BASIS) mit abgewerteten Heizflächen sind strichliert dargestellt.

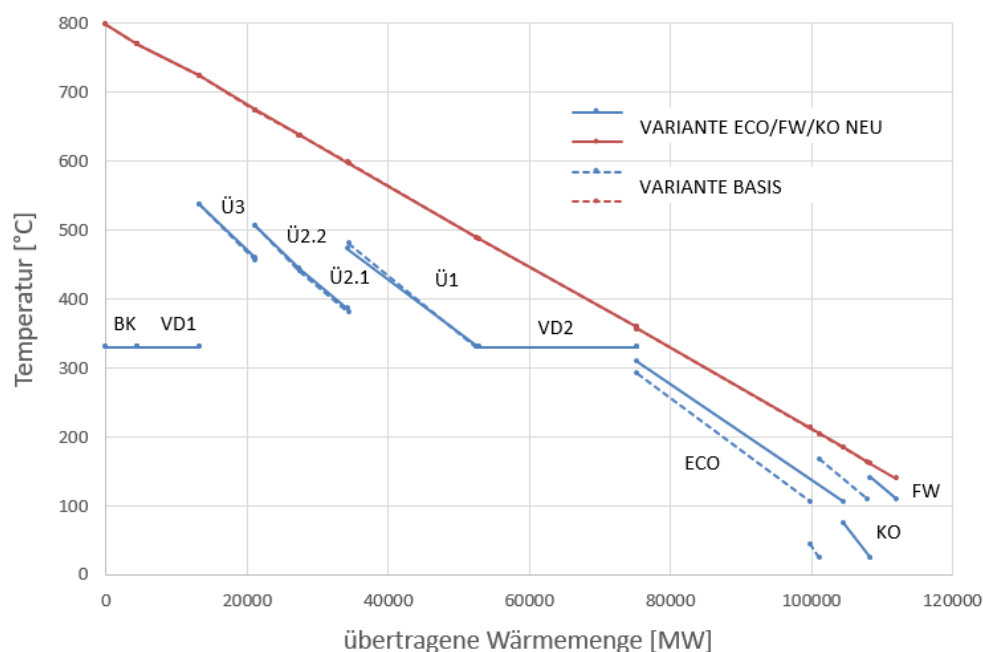


Abbildung 64 - Einfluss der Verschmutzung auf GuD-Lastpunkt 1 (maximale Zusatzfeuerung)

Die Ergebnisse zeigen im GuD-Lastpunkt 1 folgenden Auffälligkeiten:

- Die übertragene Wärmeleistung der neuwertigen Heizflächen steigt im Vergleich zu den Berechnungen mit den verschmutzten Heizflächen beträchtlich. Der Economiser nimmt statt ca. 24,5 MW im verschmutzten Zustand ca. 29,2 MW im neuwertigen Zustand auf, was einer Steigerung von ca. 19,0 % entspricht. Die übertragene Wärmeleistung bei der Kondensatvorwärmerschleife steigt um ca. 192 % von 1,3 MW auf 3,9 MW an.
- Weil die letzten Heizflächen deutlich mehr Wärme aufnehmen, sinkt die Rauchgastemperatur beträchtlich von 163,7°C auf 139,3°C. Auf Grund der höheren Wärmeaufnahme des Economisers und folglich höheren Speisewassereintrittstemperatur in die Trommel, erhöht sich auch die Frischdampfproduktion von ca. 124,9 t/h auf ca. 130,8 t/h, da in der Trommel weniger Wärmeleistung für die Erwärmung des Speisewassers aufgewendet werden muss und somit zur Verdampfung zur Verfügung steht.
- Der Kesselwirkungsgrad verbessert sich von 80,1 % auf 83,0 %, der Blockwirkungsgrad von 40,9 % auf 42,1 %.
- Durch den erhöhten Gesamtwirkungsgrad steigt die Dampfturbinenleistung von 27,0 MW auf 29,4 MW, was eine Steigerung von ca. 2,4 MW bedeutet.
- Die Speisewasserunterkühlung vor der Trommel sinkt zwar von 38,4°C auf 21,3°C, da der Economiser mehr Wärme aufnimmt, bleibt aber noch im unkritischen Bereich.
- Im Bereich der Überhitzer- und Verdampferheizflächen sind nur minimale Unterschiede - hauptsächlich hervorgerufen durch den geänderten Frischdampfmassenstrom - zu beobachten.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

Weiters wurde der GuD-Lastpunkt 2 (Gasturbinenlastfall mit minimaler Zusatzfeuerung) näher untersucht, wobei das dazugehörige Q-T-Diagramm in Abbildung 65 zu sehen ist. Die Ergebnisse der Variante ECO/FW/KO NEU mit neuwertigen Heizflächen am kalten Ende sind wieder als durchgehende Linie, die Ergebnisse des IST Zustandes (Variante BASIS) mit abgewerteten Heizflächen sind strichliert dargestellt.

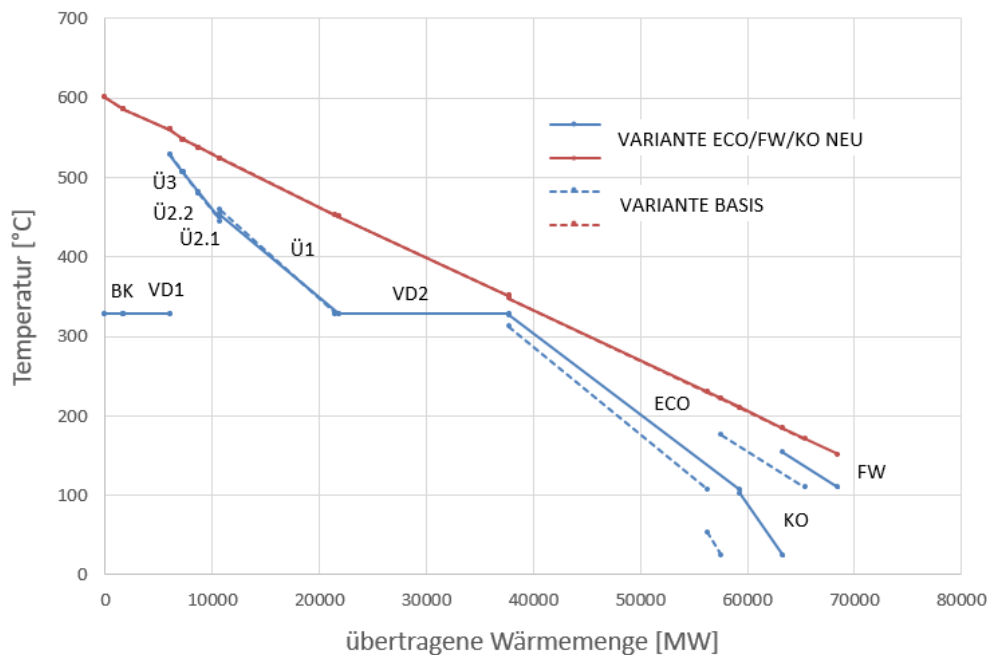


Abbildung 65 - Einfluss der Verschmutzung auf GuD-Lastpunkt 2
(minimale Zusatzfeuerung)

Die Berechnungen mit neuwertigen Heizflächen (Variante ECO/FW/KO NEU) des GuD-Lastpunktes 2 zeigen folgende Auffälligkeiten im Vergleich zum Ist-Zustand (Variante BASIS):

- Gleich wie im GuD-Lastpunkt 1 steigen die Wärmeleistungen des Economisers und der Kondensatvorwärmerschleife im neuwertigen Zustand beträchtlich. Der Economiser nimmt statt ca. 18,6 MW im verschmutzten Zustand im neuwertigem Zustand ca. 21,6 MW auf, was einer Steigerung von ca. 16,2 % entspricht. Die übertragene Wärmeleistung bei der Kondensatvorwärmerschleife steigt um ca. 207 % von 1,3 MW auf 4,0 MW.
- Da die letzten Heizflächen deutlich mehr Wärme aufnehmen sinkt die Rauchgastemperatur von 170,9°C auf 151,0°C. Auf Grund der höheren Wärmeaufnahme des Economisers, steigt auch die Frischdampfproduktion deutlich an (Begründung vergleiche GuD-Lastpunkt 1). Die Frischdampfmenge erhöht sich von ca. 71,2 t/h auf ca. 74,9 t/h.
- Der Kesselwirkungsgrad steigt von 71,5 % auf 74,7 %, der Blockwirkungsgrad von 42,5 % auf 43,9 %.
- Durch den erhöhten Gesamtwirkungsgrad steigt die Dampfturbinenleistung von 14,4 MW auf 16,4 MW, was eine Steigerung um ca. 2,0 MW bedeutet.
- Die Wärmeaufnahme des Economisers ist so beträchtlich, dass die Speisewassertemperatur vor der Trommel nahezu keine Unterkühlung zur Siedetemperatur mehr zeigt. Im Vergleich dazu lag die Speisewasserunterkühlung vor Trommel im verschmutzten Zustand bei ca. 15,8°C. Die Berechnungsergebnisse mit

den neuwertigen Heizflächen zeigen eine nur noch sehr kleine rechnerische Unterkühlung von 2,2°C im Speisewasser vor der Trommel. Ein Vergleich mit den Design-Berechnungen des Kesselherstellers weist bereits auslegungsbedingt eine sehr geringe Unterkühlung von weniger als 5°C in diesem Lastfall auf. Dieser Unterschied zu Auslegungsberechnungen lässt sich auf die Abwertung der Verdampfer und Überhitzer im Ist-Zustand, wie sie in Kapitel 3.3.3.2 näher beschrieben ist, zurückführen. Da diese Heizflächen nicht mehr dem neuwertigen Zustand entsprechen, ist deren Wärmeaufnahme geringer als in den Auslegungsberechnungen. Somit ist die Rauchgaseintrittstemperatur in den Economiser etwas größer, was dessen Wärmeaufnahme erhöht.

- Im Bereich der Überhitzer- und Verdampferheizflächen sind - ähnlich wie bei GuD-Lastpunkt 1 - nur minimale Unterschiede, hauptsächlich hervorgerufen durch den geänderten Frischdampfmassenstrom, zu beobachten

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der Einfluss der Verschmutzung auf die GuD-Lastpunkte beträchtlich ist und die Auswirkung als deutlich gravierender im Vergleich zum Frischluftbetrieb einzustufen ist. Ein Betrieb der Anlage mit Gasturbine im verschmutzten Zustand würde deutliche Wirkungsgradeinbußen mit sich bringen. Weiters ist ein leichtes Ausdampfen in GuD-Lastpunkten mit niedriger Zusatzfeuerung möglich, sollten nur die Heizflächen am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers getauscht werden.

4.4.3 Einfluss der Economisergröße

In diesem Kapitel soll auf die Heizflächenkonfiguration am kalten Ende des Abhitzedampferzeuges und im Speziellen auf die Variation der Economisergröße näher eingegangen werden. Tabelle 3 zeigt die verschiedenen Varianten, die betrachtet wurden. Der Economiser wurde sukzessive um die Heizflächenrohre der Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife erweitert. Die Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife sind in allen Varianten, abgesehen von der Basis-Variante, nicht in Betrieb, da diese bei einer Vergrößerung des Economisers „geopfert“ werden müssen. Auf eine Erhöhung der Gesamtheizflächengröße über die ursprüngliche hinaus wurde verzichtet, da dies auf Grund der Kesselstatik nur unter sehr großem Aufwand möglich gewesen wäre.

Variante	Beschreibung	Anzahl an Reihen	Fläche
BASIS	Istzustand vor Umbau	27	16753,0 m ²
Variante I	ECO Neu, FW + KO Aus	27	16753,0 m ²
Variante II	ECO Neu + Vergrößert um KO Fläche	29	17994 m ²
Variante III	ECO + KO + $\frac{1}{3}$ FW Fläche	34	21096,4 m ²
Variante IV	ECO + KO + $\frac{2}{3}$ FW Fläche	39	24198,9 m ²
Variante V	ECO + KO + FW Fläche	44	27301,3 m ²

Tabelle 3 – Varianten Economiservergrößerung

4.4.3.1 Einfluss auf den Frischluftbetrieb

Zuerst wird der Einfluss auf den Frischluftbetrieb näher diskutiert. Folgende Zusammenhänge konnten gezeigt werden:

- Die mittlere Kamintemperatur sowie die Grädigkeit beim Economiser sinkt mit größer werdender Economiserfläche (siehe Abbildung 66). Es ist zu erkennen, dass sich die Grädigkeit ab einer Economiserfläche von ca. 20.000 m² dem technisch realisierbaren Minimum von 3-5°C annähert. Durch eine weitere Vergrößerung der Heizfläche kann die Grädigkeit nicht weiter verringert und in weiterer Folge die übertragene Wärmemenge im Economiser nicht mehr nennenswert gesteigert werden.

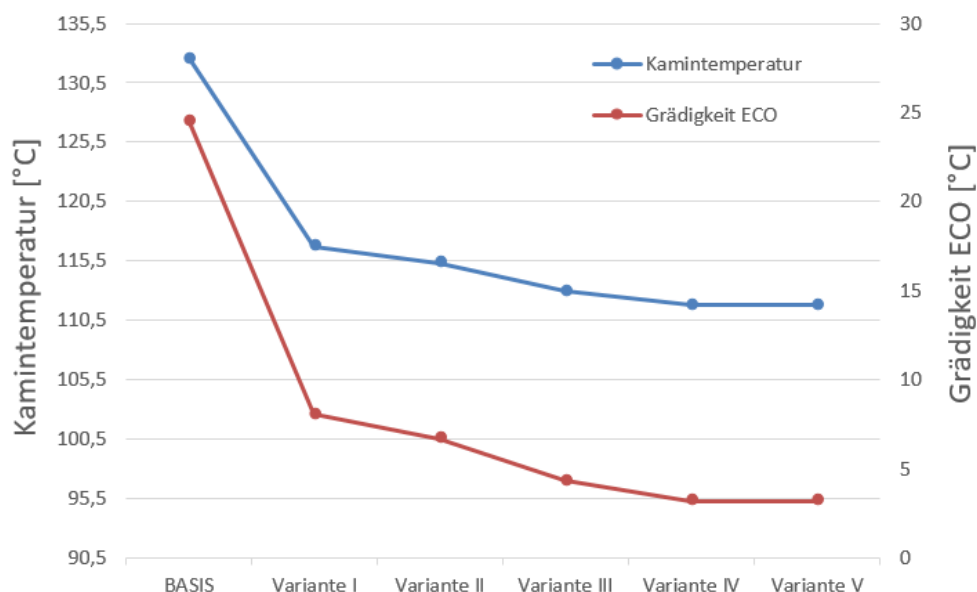


Abbildung 66 - Kamintemperatur und Grädigkeit beim Economiser in Abhängigkeit von der Economisergröße

- Sowohl der mittlere Kesselwirkungsgrad als auch der mittlere Blockwirkungsgrad steigen im Frischluftbetrieb mit zunehmender Economisergröße, wobei ab einer Economisergröße von ca. 20.000 m² keine nennenswerte Verbesserung mehr zu erzielen ist (siehe Abbildung 67).

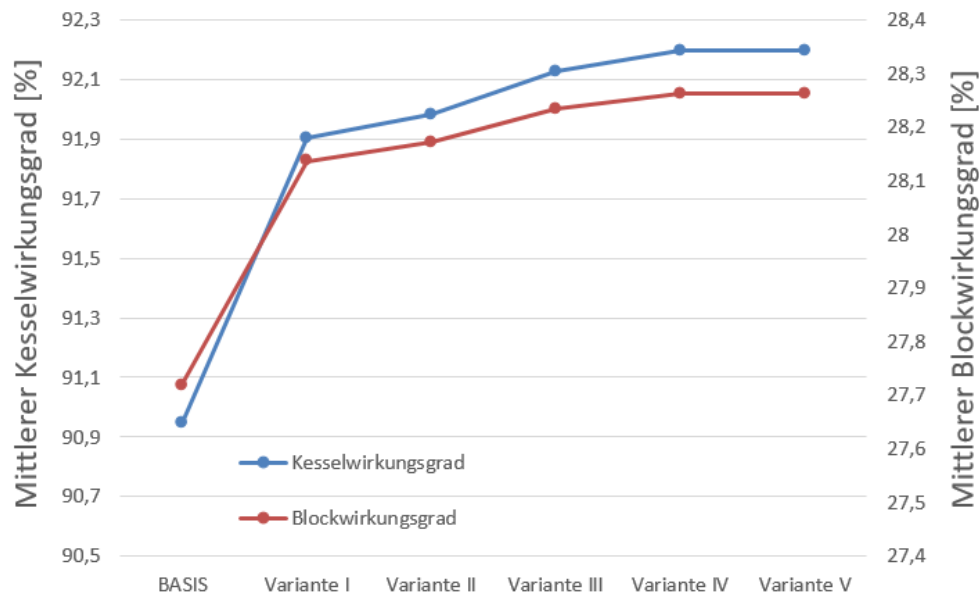


Abbildung 67 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Economisergröße

- Resultierend aus dem steigenden Blockwirkungsgrad erhöht sich auch die Stromausbeute mit zunehmender Economisergröße (Abbildung 68).

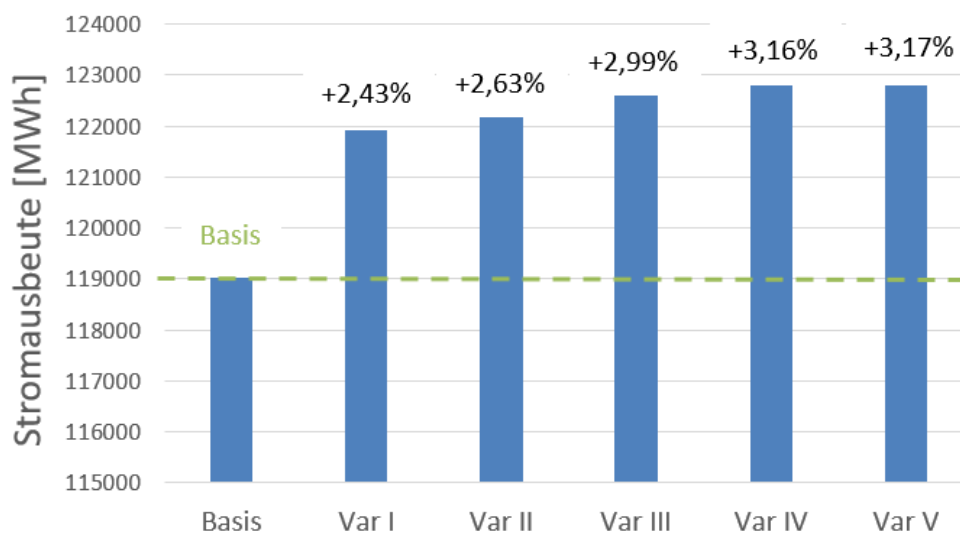


Abbildung 68 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Economisergröße

4.4.3.2 Einfluss auf den GuD-Betrieb

Im Folgenden wird der Einfluss der Heizflächenvergrößerung auf die GuD-Lastpunkte näher untersucht. Da sich die Ergebnisse der einzelnen Varianten qualitativ nicht wesentlich unterscheiden, wird nur auf die Variante V, also mit dem größtmöglichen Economiser, näher

eingegangen. Zuerst wird ein Vergleich mit dem Ist-Zustand (Variante BASIS) vor Umbau durchgeführt, im zweiten Teil dann der Unterschied zwischen vergrößertem Economiser und neuwertigen Kesselheizflächen am kalten Ende des Kessels (Variante ECO/FW/KO NEU) untersucht.

4.4.3.2.1 Vergleich des Ist-Zustands zur Variante mit vergrößertem Economiser

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

Abbildung 69 zeigt das Q-T-Diagramm von GuD-Lastpunkt 1:

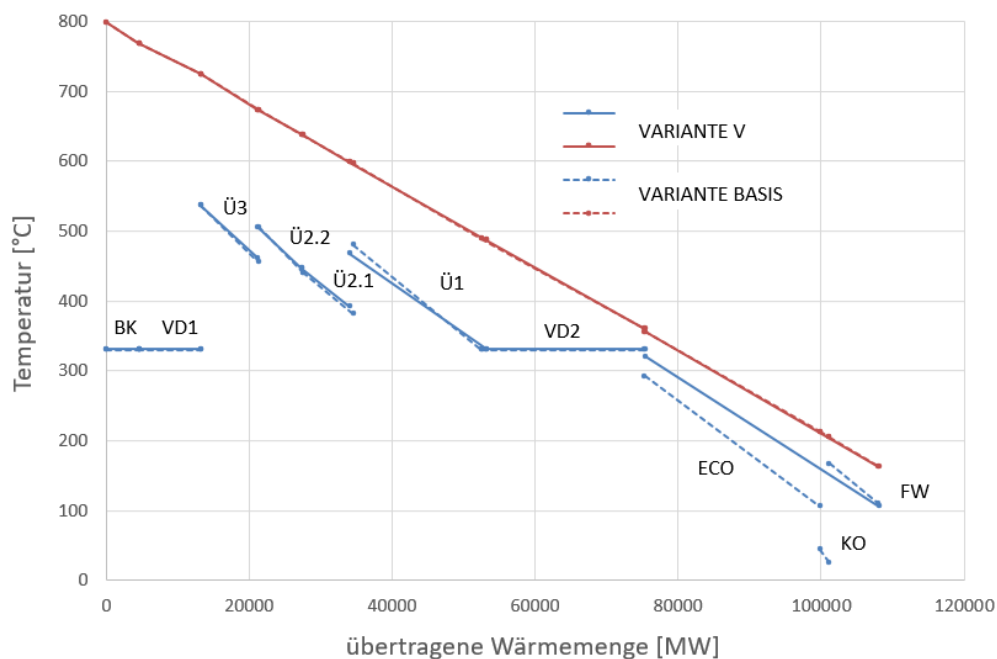


Abbildung 69 - GuD-Lastpunkt 1 - Variante I (Vergleich zu BASIS)

- Die übertragene Wärmeleistung der Economiserheizflächen steigt erwartungsgemäß beträchtlich von 24,5 MW im verschmutzten Zustand auf 32,8 MW im vergrößerten, neuwertigen Zustand. Dies entspricht einer Steigerung von 33,9 %. Die zusätzliche Wärmeaufnahme des Economisers von 8,3 MW ist so groß, dass sie die fehlende Wärmeaufnahme von insgesamt 8,1 MW von den eliminierten Kondensatvorwärm- (1,3 MW) und Fernwärmeheizflächen (6,8 MW) kompensiert.
- Da die Wärmeaufnahme des vergrößerten Economisers größer ist als die Gesamtwärmeaufnahme der verschmutzten Economiser-, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeheizflächen zusammen, sinkt die Rauchgastemperatur von 163,7°C auf 162,6°C.
- Durch die deutlich größere Wärmeaufnahme des Economisers wird mehr Energie des Rauchgases zur Frischdampfproduktion herangezogen. Dadurch steigt die Frischdampfmenge enorm von ca. 124,9 t/h im Ist-Zustand auf 134,9 t/h mit vergrößertem, neuwertigem Economiser.

- Der Kesselwirkungsgrad steigt von 80,1 % auf 80,2 %, der Blockwirkungsgrad von 40,8 % auf 42,5 %.
- Durch den erhöhten Gesamtwirkungsgrad steigt auch die Dampfturbinenleistung von ca. 27,0 MW auf ca. 30,1 MW, was einer Steigerung von 3,1 MW entspricht.
- Die Speisewasserunterkühlung sinkt von 38,4°C auf nur mehr 10,6°C ab.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

Abbildung 70 zeigt das Q-T-Diagramm von GuD-Lastpunkt 2:

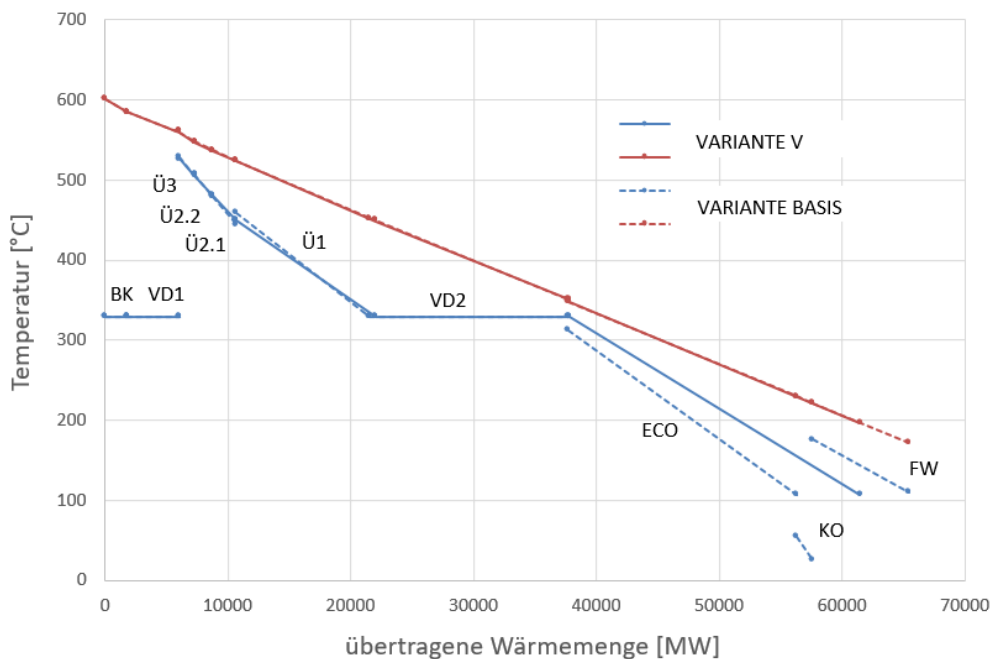


Abbildung 70 - GuD-Lastpunkt 2 - Variante V (Vergleich zu BASIS)

- Die übertragene Wärmeleistung der Economiserheizflächen steigt ebenso wie im Lastpunkt 1 erwartungsgemäß beträchtlich von 18,6 MW im verschmutzten Zustand auf 23,7 MW im vergrößerten, neuwertigen Zustand an. Dies entspricht einer Steigerung um 27,5 %. Im Lastpunkt 2 ist die zusätzliche Wärmeaufnahme des vergrößerten Economisers von 5,1 MW geringer als die gesamte Wärmeaufnahme von Kondensat- und Vorwärmerschleife (9,1 MW) zusammen.
- Da dem Rauchgas weniger Energie entnommen wird, ist die Rauchgastemperatur mit ca. 196,5°C bei vergrößertem Economiser höher als im Ist-Zustand mit ca. 170,9°C.
- Da durch den größeren, neuwertigen Economiser dem Rauchgas mehr Energie zur Vorwärmung des Speisewassers entzogen wird, steigt in weiterer Folge die Frischdampfproduktion von ca. 71,2 t/h auf ca. 77,6 t/h an.

- Der Kesselwirkungsgrad sinkt von 71,5 % auf 67,3 %, da die entnommene Nutzwärmemenge des Kessels deutlich sinkt. Der Blockwirkungsgrad steigt von ca. 42,5 % auf 43,9 %, da durch die höhere Frischdampfproduktion die Dampfturbinenleistung steigt und die Fernwärmeleistung des Blockwirkungsgrades per Definition nicht berücksichtigt wird. Der Nutzungsgrad der Anlage, bei dem die Fernwärmeleistung mit einbezogen wird, sinkt im Vergleich zum Ist-Zustand.
- Die Dampfturbinenleistung steigt von ca. 14,4 MW auf 16,2 MW.
- Im Vergleich zum Ist-Zustand bei dem das Speisewasser vor der Trommel noch eine Unterkühlung von ca. 15,8°C aufweist, ist in der Variante mit vergrößertem Economiser bereits ein nicht unbeträchtliches Ausdampfen von 3,5 % erkennbar.

4.4.3.2.2 Vergleich des vergrößerten Economisers mit einem neuwertigen Economiser

Im Nachfolgenden wird nun ein Vergleich zwischen der Variante V dieses Kapitels, also mit vergrößertem Economiser und der Variante ECO/FW/KO NEU aus Kapitel 4.4.2 mit neuwertigem Economiser in Originalgröße sowie neuwertiger Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife gezogen. Dieser Vergleich soll zeigen, ob eine technologische Verbesserung unabhängig vom Verschmutzungsgrad möglich ist. Betrachtet werden wieder die GuD-Lastpunkt 1 und 2.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

Abbildung 71 zeigt das Q-T-Diagramm von GuD-Lastpunkt 1:

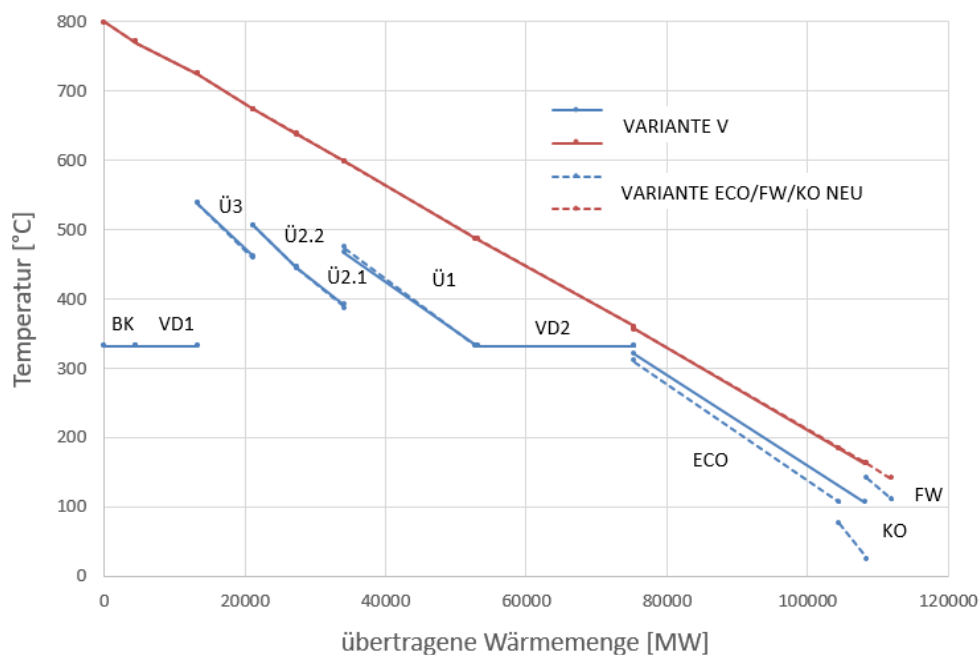


Abbildung 71 - GuD-Lastpunkt 1 - Variante V
(Vergleich zu Variante ECO/FW/KO NEU)

- Die übertragene Wärmeleistung der Economiserheizflächen im neuwertigen Zustand steigt von 29,2 MW mit Economiser in Originalgröße auf 32,8 MW im vergrößerten Zustand. Dies entspricht einer Steigerung von 12,5 %. Die zusätzliche Wärmeaufnahme des Economisers von 3,6 MW kann aber das Fehlen der Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife nicht kompensieren, da beide zusammen 7,5 MW Wärmeleistung aus dem Rauchgas ziehen. Die gesamte nutzbare Wärmemenge, die dem Rauchgas entzogen wird, sinkt in der Konfiguration mit vergrößertem Economiser.
- Da die Wärmeaufnahme des vergrößerten Economisers kleiner ist als die gesamte Wärmeaufnahme der Economiser-, Kondensatvorwärm- und Fernwärmehheizflächen im verschmutzten Zustand zusammen ist die Rauchgastemperatur mit 162,6°C deutlich höher als in der Originalausführung (139,3°C).
- Durch die deutlich größere Wärmeaufnahme des Economisers wird auch mehr Energie des Rauchgases zur Frischdampfproduktion herangezogen, da das Speisewasser wärmer in die Trommel strömt. Die Energie der Verdampferheizflächen kann vermehrt zur Frischdampfproduktion herangezogen werden, anstatt das Speisewasser auf Siedetemperatur zu erhitzen. Die Frischdampfmenge steigt von 130,8 t/h in der originalen Ausführung auf 134,9 t/h mit vergrößertem Economiser.
- Der Kesselwirkungsgrad sinkt von 83,0 % auf 80,2 %, der Blockwirkungsgrad steigt jedoch durch die aus der gestiegenen Dampfproduktion generierte höhere Dampfturbinenleistung und da die Fernwärmeleistung im Blockwirkungsgrad nicht berücksichtigt wird von 42,1 % auf 42,5 %. Der Nutzungsgrad der Anlage fällt.
- Durch den erhöhten Gesamtwirkungsgrade steigt auch die Dampfturbinenleistung von ca. 29,4 MW auf ca. 30,1 MW.
- Die Speisewasserunterkühlung sinkt von 21,3°C auf 10,6°C.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

Abbildung 72 zeigt das Q-T-Diagramm von GuD-Lastpunkt 2:

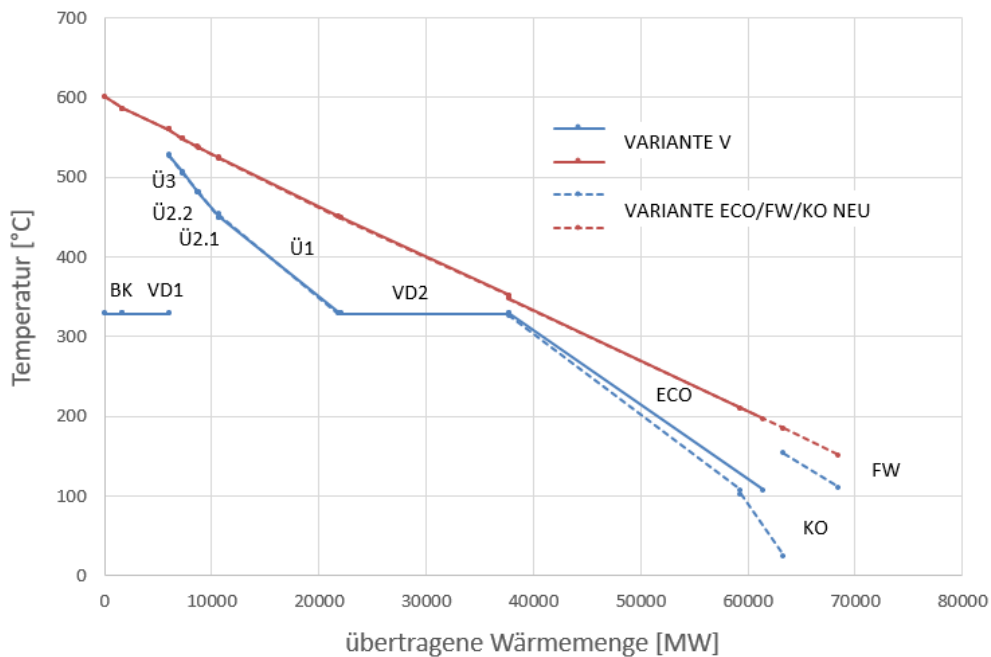


Abbildung 72 - GuD-Lastpunkt 2 - Variante V
(Vergleich zu Variante ECO/FW/KO NEU)

- Die übertragene Wärmeleistung der Economiserheizflächen steigt im neuwertigen Zustand von 21,6 MW mit Economiser in Originalgröße auf 23,7 MW mit vergrößertem, Economiser. Dies entspricht einer Steigerung von 9,7 %. Die zusätzliche Wärmeaufnahme des Economisers von 2,1 MW kann aber das Fehlen der Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife bei Weitem nicht kompensieren, da beide zusammen 9,1 MW Wärmeleistung aus dem Rauchgas ziehen. Die gesamte nutzbare Wärmemenge, die dem Rauchgas entzogen wird, sinkt in der Konfiguration mit vergrößertem Economiser.
- Da die Wärmeaufnahme des vergrößerten Economisers kleiner ist als die Gesamtwärmeaufnahme der Economiser-, Kondensatvorwärm- und Fernwärmehheizflächen im verschmutzten Zustand zusammen ist die Rauchgastemperatur mit 196,5°C deutlich höher als in der Originalausführung (151,0°C).
- Durch die größere Wärmeaufnahme des Economisers wird mehr Energie zur Vorwärmung des Speisewassers herangezogen, was in weiterer Folge eine höhere Frischdampfproduktion bedeutet. Die Frischdampfmenge ist mit ca. 77,6 t/h deutlich höher als in der originalen Ausführung (ca. 74,9 t/h).
- Der Kesselwirkungsgrad sinkt enorm von 74,7 % auf 67,3 %. Da die gestiegene Frischdampfproduktion die geringere Turbinenleistung - verursacht durch die höhere Anzapfmenge für die Bedampfung des Speisewasserbehälters zum Substituieren der

Kondensatvorwärmerschleife – nicht kompensieren kann, sinkt auch der Gesamtwirkungsgrad leicht von 43,9 % auf 43,7 %.

- Die Dampfturbinenleistung sinkt geringfügig von ca. 16,4 MW auf ca. 16,2 MW.
- Die geringfügige Speisewasserunterkühlung vor der Trommel verschwindet und es kommt zum Ausdampfen mit einem rechnerischen Dampfgehalt von ca. 3,5 %.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine Vergrößerung des Economisers bezogen auf den GuD-Betrieb sowohl positive als auch negative Aspekte mit sich bringt. Als Vorteil kann die höhere Dampfproduktion in den Lastpunkten mit hoher Zusatzfeuerung und folglich höhere Dampfturbinenleistung angeführt werden. In den Sommermonaten bzw. in Phasen, in denen kein Fernwärmebedarf besteht, ist aus ökonomischer Sicht die Anlagenkonfiguration mit vergrößerter Economiserfläche vorteilhaft, da der Blockwirkungsgrad und der Brennstoffnutzungsgrad dem der Anlage in Originalkonfiguration in diesen Lastpunkten überlegen sind. Als Nachteil, speziell bei Lastpunkten mit wenig Zusatzfeuerung, ist der schlechte Kesselwirkungsgrad bzw. Blockwirkungsgrad - verursacht durch die zum Teil sehr hohen Kamintemperaturen - zu sehen. Hier ermöglicht die Fernwärmeschleife in der Originalausführung noch eine zusätzliche Wärmeentnahme am kalten Ende und somit ein Herabsetzen der Kamintemperaturen auf ein wirtschaftliches Niveau. Als Problem ist das durchaus beträchtliche Ausdampfen in den Lastpunkten mit niedriger Zusatzfeuerung anzusehen.

4.4.3.3 Maßnahmen zur Optimierung des GuD-Betriebs bei vergrößertem Economiser

In diesem Kapitel sollen Maßnahmen gefunden und diskutiert werden, die darauf abzielen, die im vorigen Kapitel angeführten Nachteile eines vergrößerten Economisers zu kompensieren. Neben einem schlechteren Kesselwirkungsgrad - verursacht durch hohe Rauchgastemperaturen in GuD-Lastpunkten mit geringer Zusatzfeuerung - war speziell das Ausdampfen im Economiser als Problem ausgemacht worden. Alle im Folgenden beschriebenen Berechnungen wurden auf Basis der Variante V mit vergrößertem Economiser durchgeführt.

4.4.3.3.1 Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser

Der erste Ansatz einer Verbesserung des GuD-Betriebs mit vergrößertem Economiser ist in Abbildung 73 dargestellt. Dabei wird der Economiser „überspeist“, d.h. mehr Speisewasser durch den Economiser geschickt, als für die Frischdampfproduktion notwendig ist. Das überschüssige Speisewasser wird vor der Trommel entnommen und über ein Regelventil in die Bedampfungslanze des Speisewasserbehälters geführt. Durch den enormen Druckverlust über das Regelventil von ca. 130 bar erfolgt eine Entspannung ins Zweiphasengebiet und der dabei entstehende Dampf reicht aus, um die Entgasung des Speisewasserbehälters sicherzustellen. Die Menge an ausgekoppeltem Speisewasser aus dem Economiser wurde so hoch gewählt, dass der für die Bedampfung des Speisewasserbehälters entnommene Anzapf- bzw. Prozessdampf vollständig substituiert werden kann. Durch die Überspeisung des Economisers soll die Rauchgastemperatur herabgesetzt und das Ausdampfen minimiert werden.

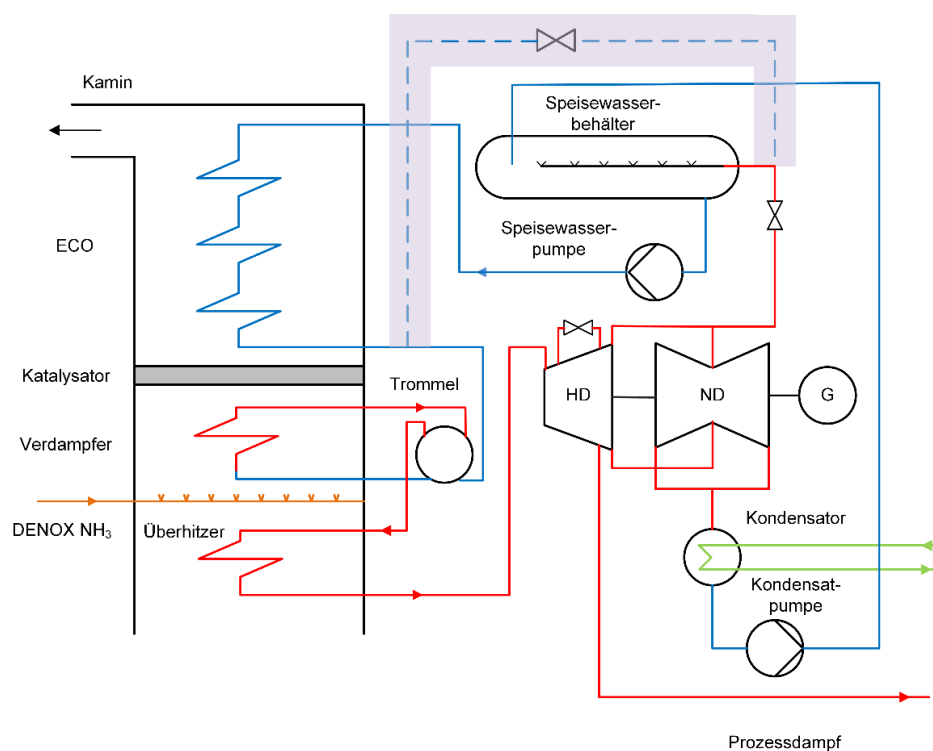


Abbildung 73 - Schema Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser

Die Berechnungen zeigen bei den betrachteten GuD-Lastpunkte folgenden Ergebnisse im Detail:

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

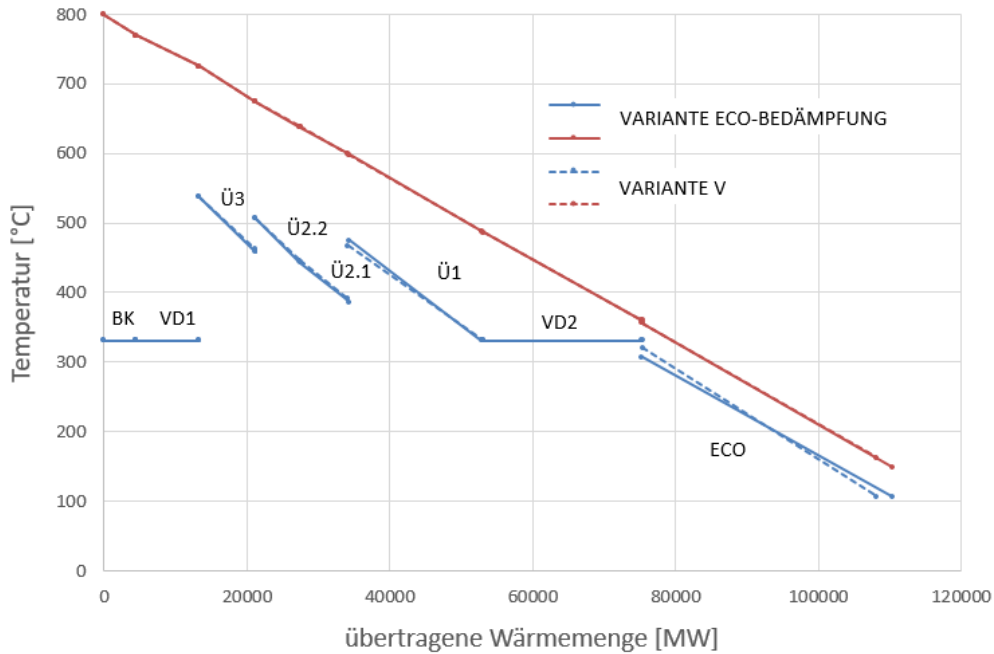


Abbildung 74 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser (Variante V)

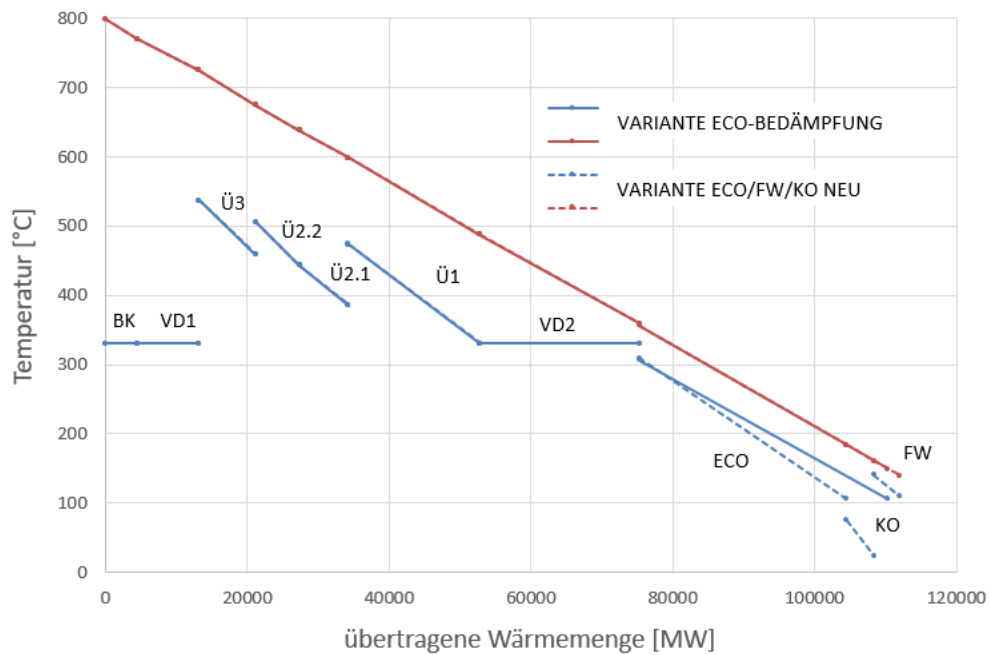


Abbildung 75 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur originalen Konfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)

- Für das vollständige Substituieren der für den Speisewasserbehälter benötigten Anzapf- und Prozessmassenströme ist eine Entnahme von ca. 26 t/h ECO-Wasser notwendig. Nach der Entspannung auf den Speisewasserbehälterdruck ergibt sich ein Dampfgehalt von ca. 41,8 %.
- Durch das „Überspeisen“ des Economisers kann die übertragene Wärmemenge vom Rauchgas um ca. 2,2 MW im Vergleich zu der Variante mit vergrößertem Economiser ohne ECO-Wasser-Bedampfung gesteigert werden (vergleiche Abbildung 74). Die übertragene Wärmemenge von 35,0 MW im Economiser ist nun fast genau so groß wie im Originalzustand die übertragene Wärmemenge (36,7 MW) von Economiser, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife zusammen (vergleiche Abbildung 75).
- Die Rauchgastemperatur kann um ca. 13,3°C von 162,6°C auf 149,3°C im Vergleich zum vergrößerten Economiser ohne ECO-Wasser-Bedampfung reduziert werden. Sie liegt aber noch deutlich über den 139,3°C in der Originalkonfiguration.
- Die Speisewasserunterkühlung steigt von 10,6°C ohne ECO-Wasser Bedampfung auf ca. 24,0°C und ist somit wieder in einen sicheren Bereich.
- Da das Speisewasser kälter in die Trommel kommt und somit im Verdampfer mehr Energie für die Erhitzung des Speisewassers auf Sattedampftemperatur aufgewendet werden muss, sinkt die Frischdampfproduktion von ca. 134,9 t/h auf ca. 129,5 t/h bei Betrieb ohne ECO-Wasser-Bedampfung. Im Vergleich dazu ist die Frischdampfproduktion im Originalzustand bei ca. 130,8 t/h.
- Der Kesselwirkungsgrad steigt von 80,2 % auf 81,8 % im Vergleich zu der Variante ohne ECO-Wasser-Bedampfung, wobei dieser immer noch unterhalb des Kesselwirkungsgrades in der Originalausführung mit Kondensat- und Fernwärmeschleife (83,0 %) liegt. Der Gesamtwirkungsgrad fällt von 42,5 % auf 42,1 % und liegt somit genauso hoch wie in der neuwertigen Originalkonfiguration.
- Es ergibt sich eine Dampfturbinenleistung von 29,5 MW. Somit ist die Dampfturbinenleistung um ca. 0,1 MW höher als in der Originalausführung, aber um ca. 0,6 MW geringer als in der Variante mit dem vergrößertem Economiser.
- Die von der Speisewasserpumpe zu fördernde Menge steigt beträchtlich von ca. 130,5 t/h im Originalzustand auf ca. 156 t/h mit vergrößertem Economiser mit ECO-Wasser-Bedampfung, kann aber auf Grund der Auslegungsreserven der Speisewasserpumpe noch bewerkstelligt werden. Durch eine größere Durchflussmenge und leicht steigende Druckverluste auf Grund höherer Strömungsgeschwindigkeiten steigt die Pumpenleistung von ca. 714 KW auf 853 KW.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

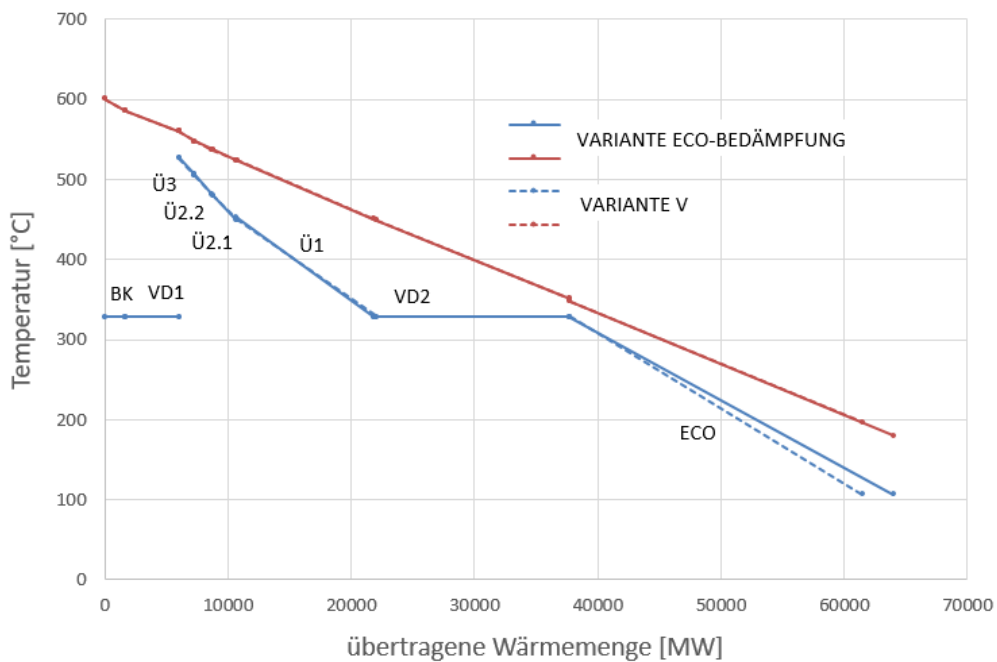


Abbildung 76 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zu vergrößertem Economiser (Variante V)

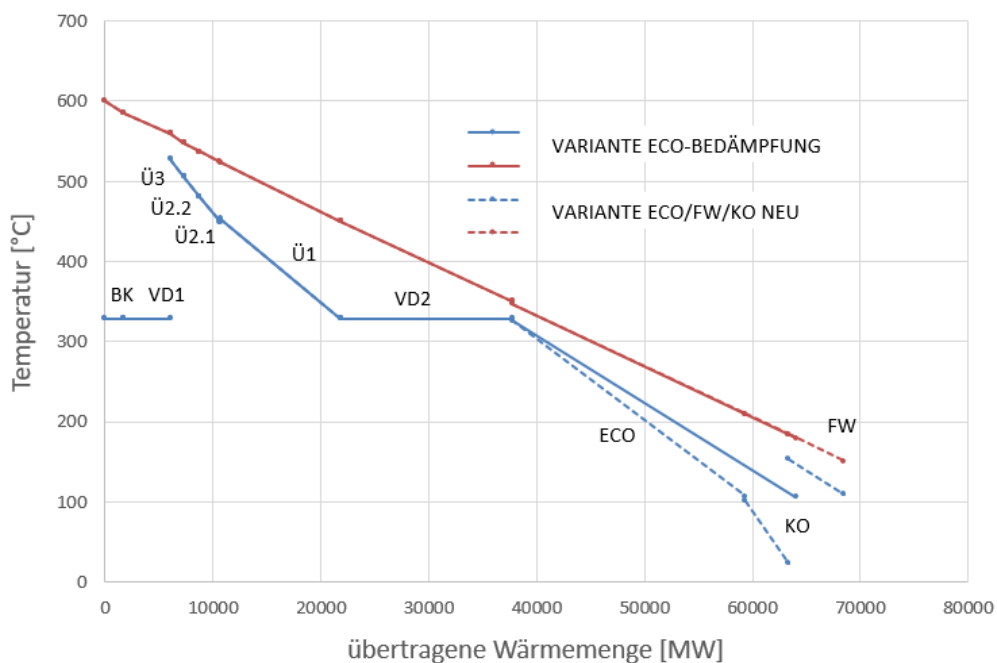


Abbildung 77 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur originalen Konfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)

- Für das vollständige Substituieren der für den Speisewasserbehälter benötigten Anzapf- und Prozessmassenströme ist eine Entnahme von ca. 14,7 t/h ECO-Wasser

notwendig. Nach der Entspannung auf den Speisewasserbehälterdruck ergibt sich ein Dampfgehalt von ca. 47,7 %.

- Durch das „Überspeisen“ des Economisers kann die übertragene Wärmemenge um ca. 2,6 MW im Vergleich zu der Variante mit vergrößertem Economiser ohne ECO-Wasser-Bedampfung gesteigert werden (vergleiche Abbildung 76). Auf Grund der im Teillastbetrieb geringeren Kondensatmenge im Speisewasserbehälter kann die ECO-Entnahmemenge nicht weiter gesteigert werden, da nur begrenzt Energie in das Kondensat übertragen werden kann. Die übertragene Wärmemenge im Economiser (26,3 MW) ist um ca. 4,4 MW geringer als die im Originalzustand übertragene Wärmemenge von 30,7 MW von Economiser, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife zusammen (vergleiche Abbildung 77).
- Die Rauchgastemperatur kann um ca. 16,5°C, von 196,5°C auf 180,0°C, im Vergleich zum vergrößerten Economiser ohne ECO-Wasser-Bedampfung reduziert werden. Sie liegt aber noch deutlich über den 151,0°C in der Originalkonfiguration.
- Das Ausdampfen mit einem Dampfgehalt von 3,5 % im Economiser kann vermieden werden. Es ergibt sich eine geringfügige Unterkühlung von 0,9 % ähnlich den 2,2 % in der Originalausführung.
- Da das Speisewasser kälter in die Trommel kommt und somit im Verdampfer mehr Energie für die Erhitzung des Speisewassers auf Sattdampf Temperatur aufgewendet werden muss, sinkt die Frischdampfproduktion von ca. 77,6 t/h auf ca. 75,3 t/h bei Betrieb ohne ECO-Wasser-Bedampfung. Im Vergleich dazu ist die Frischdampfproduktion im Originalzustand bei ca. 74,9 t/h und somit im Gegensatz zum Lastpunkt 1 niedriger als mit ECO-Wasser Bedampfung.
- Der Kesselwirkungsgrad steigt im Vergleich zu der Variante ohne ECO-Wasser-Bedampfung von 67,3 % auf 70,0 %, wobei dieser Wert immer noch deutlich unterhalb des Kesselwirkungsgrades von 74,7 % in der Originalausführung mit Kondensat- und Fernwärmeschleife liegt. Der Gesamtwirkungsgrad steigt aber von 43,9 % auf 44,0 % und ist somit sogar höher als die 43,9 % in der neuwertigen Originalkonfiguration. Beim Nutzungsgrad, bei dem auch die Fernwärmeauskopplung berücksichtigt wird, ist ein leichter Vorteil in der Originalausführung zu erkennen.
- Die Dampfturbinenleistung ist mit 16,6 MW um 0,2 MW höher als in der Originalausführung, aber geringer als in der Variante mit vergrößertem Economiser.
- Auf Grund des starken Teillastbetriebs spielen Auslegungsgrenze der Speisewasserpumpe in diesem Lastpunkt keine Rolle. Die Pumpenleistung steigt aber von ca. 504 kW in der Originalausführung auf ca. 554 kW.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit der Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser eine nennenswerte Reduktion der

Kamintemperaturen und folglich eine Erhöhung des Kesselwirkungsgrades in GuD-Lastpunkten mit vergrößertem Economiser erzielt werden kann. Auf Grund der Wärmesenke in Form einer Fernwärmeschleife am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers kommen diese Parameter aber nicht an jene der Originalkonfiguration heran. Hinsichtlich Blockwirkungsgrad und Dampfturbinenleistung ist bei der Kombination des vergrößerten Economisers mit der ECO-Wasser-Bedampfung aber in allen Lastpunkten ein leichter Vorteil im Vergleich zur neuwertigen Originalkonfiguration zu erkennen. Weiters wurde mit der ECO-Wasser-Bedampfung eine Möglichkeit aufgezeigt, um das Ausdampfen im Economiser bei GuD-Lastpunkten mit niedriger Zusatzfeuerung in den Griff zu bekommen.

4.4.3.3.2 Prozessdampferzeugung (Flashbox)

Abbildung 78 zeigt einen weiteren Ansatz, um den GuD-Betrieb mit vergrößertem Economiser zu optimieren. Es wird ähnlich wie bei der in Kapitel 4.4.3.3.1 beschriebenen Variante der Economiser mit der ECO-Wasser-Bedampfung „überspeist“ und heißes Speisewasser vor der Trommel entnommen. Im Gegensatz zur bereits beschriebenen Variante ist das primäre Ziel aber nicht die Vorwärmung des Speisewassers, sondern die Prozessdampfproduktion auf 19-bar-Niveau. Dazu erfolgt zuerst über ein Regelventil die Entspannung auf den Prozessdampfdruck und die Abtrennung des Dampfes in einem Wasser-Dampf-Abscheider (Flashbox). Der Dampf wird anschließend noch mit Hilfe eines Wärmetauschers überhitzt. Das restliche Wasser wird ähnlich wie bei der ECO-Wasser-Bedampfung entspannt und zur Vorwärmung in den Speisewasserbehälter geführt.

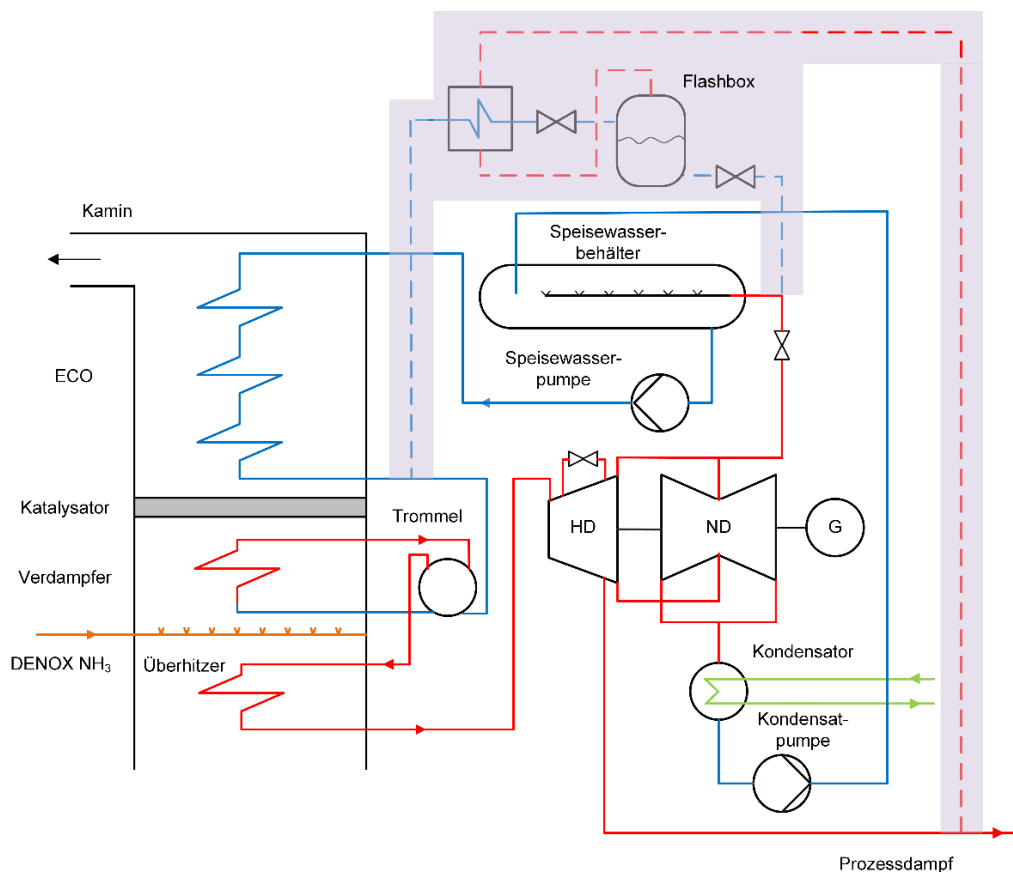


Abbildung 78 - Schema Prozessdampferzeugung mittels „Flashbox“

Es wurde wieder der Einfluss auf die zwei GuD-Lastpunkte 1 & 2 näher untersucht. Um die Auswirkungen der ECO-Wasser-Auskopplung im Detail zu erfassen, wurde in beiden Lastpunkten die Menge an entnommenem Wasser sukzessive in Schritten von 5 t/h erhöht. Im Lastpunkt 1 wird die maximal mögliche Wassermenge durch die Leistungsgrenze der Speisewasserpumpe auf 30 t/h begrenzt, im Lastpunkt 2 ist eine Entnahme von bis zu 45 t/h möglich.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

- Die Berechnungen zeigen, dass mit steigender Entnahme von ECO-Wasser die übertragene Wärmemenge des Economisers sukzessive gesteigert werden kann (siehe Abbildung 79). Mit einer Entnahme von 30 t/h ergibt sich eine übertragene Wärmemenge von ca. 36,7 MW, die somit nahezu gleich groß ist wie im Originalzustand die Wärmeleistung von Economiser-, Konsatvorwärm- und Fernwärmeschleife (37 MW) zusammen. Bei 30 t/h entnommener ECO-Wasser-Menge ergibt sich eine 19-bar-Dampfproduktion von ca. 6,4 t/h.

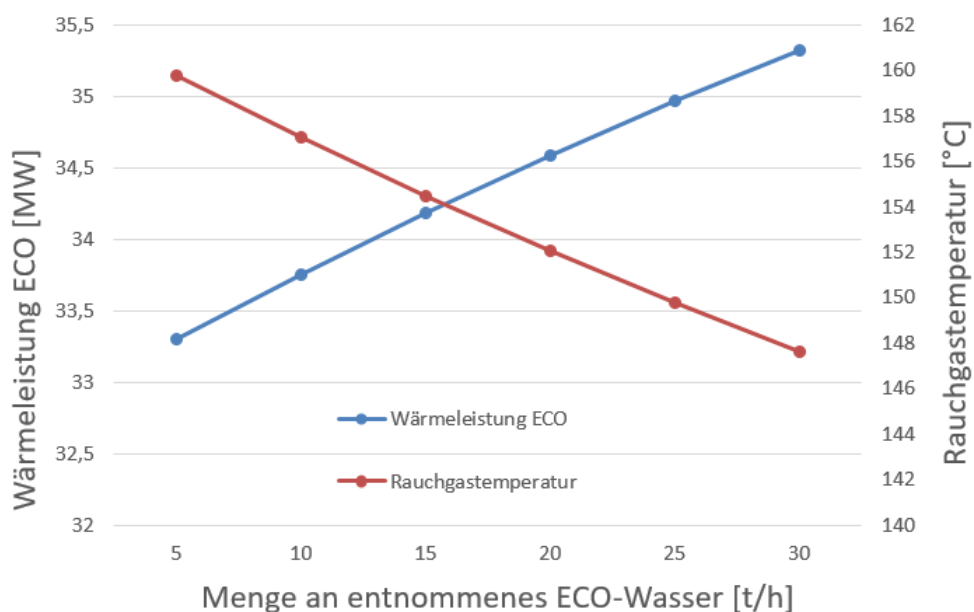


Abbildung 79 - Wärmeleistung des Economisers & Rauchgastemperatur in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 1

- Die Rauchgastemperatur sinkt mit steigender ECO-Wasser-Entnahme durch die größere Wärmeentnahme des Economisers. Beim Lastpunkt mit einer Entnahmemenge von 30 t/h ergibt sich eine Rauchgastemperatur von 147,6°C. Die Rauchgastemperatur kann somit im Vergleich zu der Variante ohne ECO-Wasser-Entnahme und mit vergrößertem Economiser (155,3°C) deutlich gesenkt werden. Sie liegt dennoch über den 139,3°C in der Originalkonfiguration.

- Die Speisewasserunterkühlung steigt sukzessive in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme und befindet sich in allen Lastpunkten in einem sicheren Bereich (siehe Abbildung 80). Ein Ausdampfen im Economiser ist nicht zu erwarten.

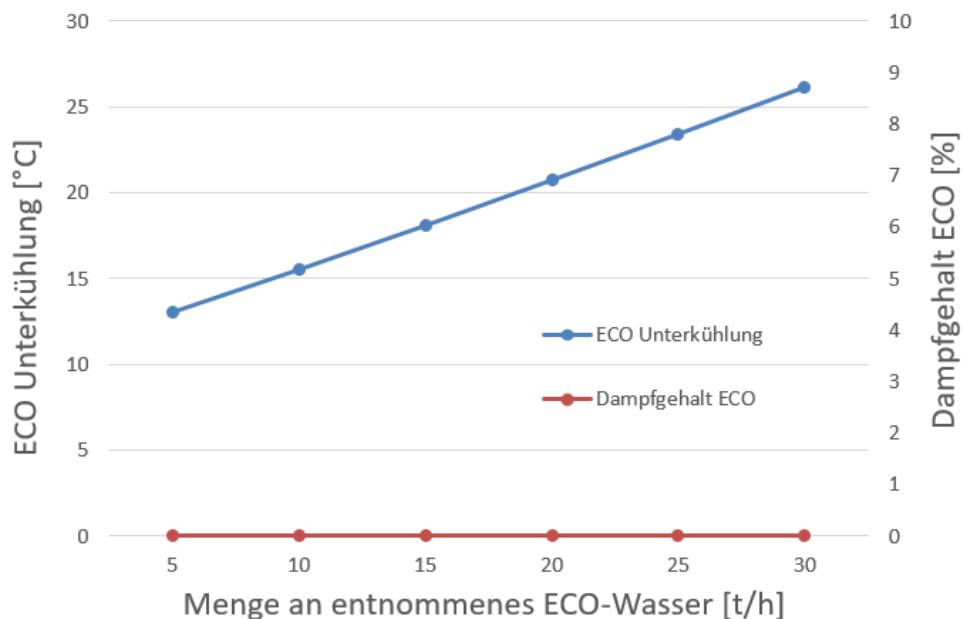


Abbildung 80 - Economiser-Unterkühlung und Dampfgehalt in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme im GuD-Lastpunkt 1

- Die Frischdampfproduktion sinkt auf Grund der kälteren Speisewassereintrittstemperaturen mit steigender ECO-Wasser-Entnahme. Beim Lastpunkt mit einer Entnahmemenge von 30 t/h ergibt sich eine Frischdampfproduktion von 128,8 t/h.
- Durch die Reduktion der Rauchgastemperaturen steigt der Kesselwirkungsgrad mit steigender Entnahmemenge (siehe Abbildung 81). Der Blockwirkungsgrad fällt allerdings. Offensichtlich kann der Gewinn an Kesselwirkungsgrad und Prozessdampfproduktion nicht die Nachteile der geringeren Frischdampfproduktion sowie der erhöhten Pumpenleistung kompensieren. Die Prozessdampferzeugung durch Entspannung von Hochdruck-ECO-Wasser ist der Prozessdampfentnahme bei der Dampfturbine exergetisch unterlegen. Beim Lastpunkt mit einer Entnahmemenge von 30 t/h ergibt sich ein Kesselwirkungsgrad von 82,0 % sowie ein Blockwirkungsgrad von 42,1 %. Der Kesselwirkungsgrad liegt somit deutlich unter der Originalausführung. Beim Blockwirkungsgrad kann in etwa der gleiche Wert erzielt werden.
- Die Dampfturbinenleistung fällt mit steigender Entnahmemenge. Der Einfluss der geringeren Frischdampfproduktion überwiegt den Vorteil der geringeren notwendigen Prozessdampfentnahme bei der Turbine auf Grund der zusätzlichen Dampfproduktion in der Flashbox. Im Lastpunkt mit 30 t/h Entnahmemenge ergibt sich eine Dampfturbinenleistung von 29,5 MW. Sie ist somit um ca. 0,1 MW höher als in der neuwertigen Originalausführung.

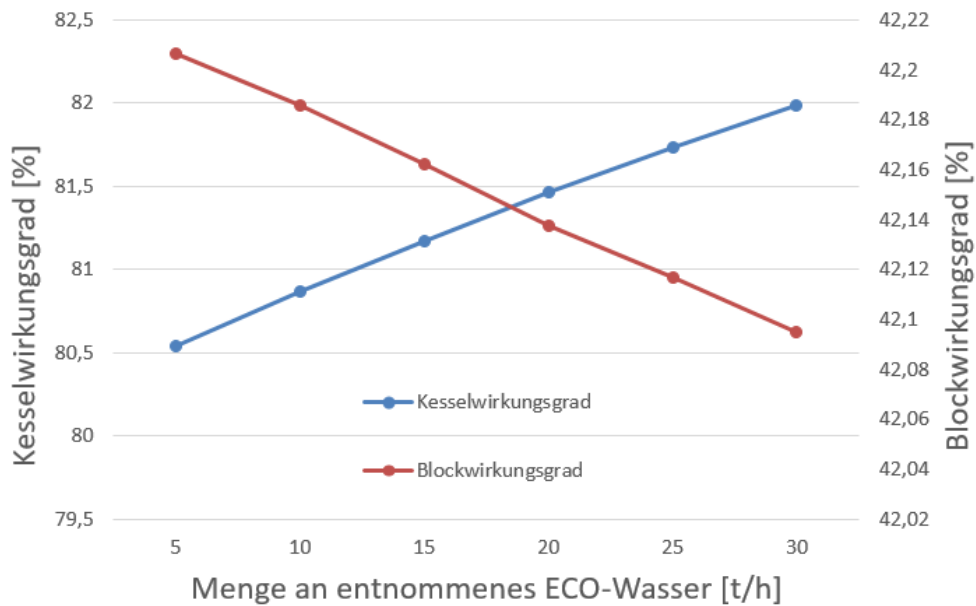


Abbildung 81 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 1

- Die Speisewasserpumpenleistung steigt mit steigender Entnahmemenge. Bei einer Entnahme von 30 t/h sind die Leistungsreserven der Pumpe ausgeschöpft und eine weitere Steigerung mit dem bestehenden Equipment nicht mehr möglich. Im Lastpunkt mit 30 t/h Entnahmemenge ergibt sich eine notwendige Fördermenge von ca. 158,8 t/h sowie eine Antriebsleistung von 872 kW.

Abbildung 82 zeigt das Q-T-Diagramm des GuD-Lastpunktes 1 mit einer Entnahmemenge von 30 t/h im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser:

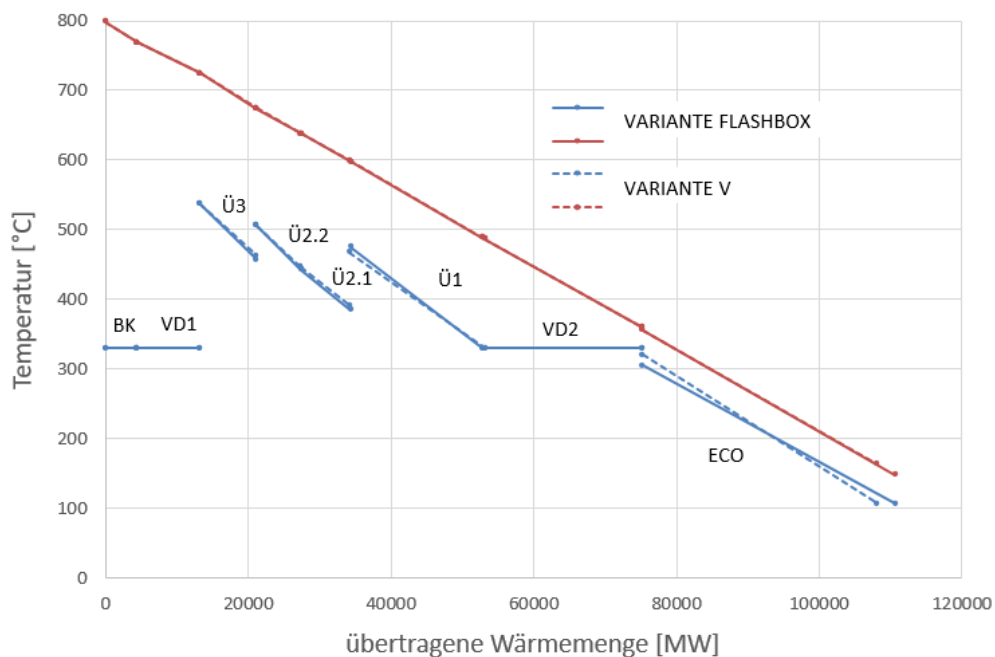


Abbildung 82 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und einer Entnahme von 30 t/h ECO-Wasser zur Prozessdampfproduktion

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

- Mit steigender ECO-Wasser-Entnahme sinkt der Dampfgehalt im Economiser sukzessive bis dieser bei ca. 10 t/h einen Wert von 0 t/h erreicht (siehe Abbildung 83). Bei weiterer Steigerung der Menge kann sogar eine sehr deutliche Unterkühlung erzielt werden. Bei einer Entnahmemenge von 45 t/h ergibt sich eine beträchtliche Unterkühlung des Speisewassers vor der Trommel von 17,7°C.

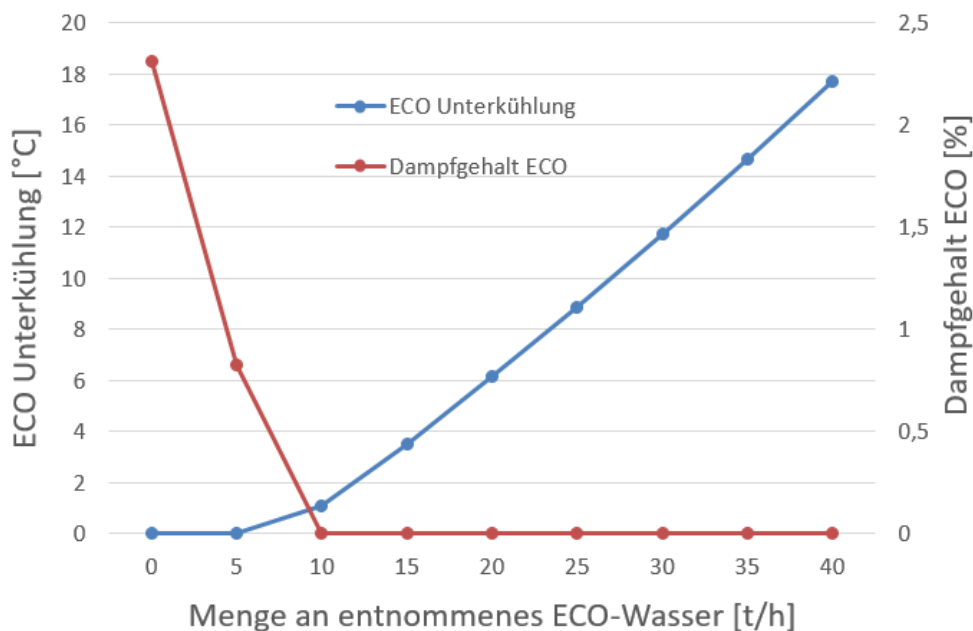


Abbildung 83 - Economiser-Unterkühlung und Dampfgehalt in Abhängigkeit der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2

- Die übertragene Wärmeleistung im Economiser steigt mit steigender Entnahmemenge (siehe Abbildung 84). Im GuD-Lastpunkt 2 mit einer Entnahmemenge von 45 t/h ergibt sich eine Wärmeleistung des Economisers von 30,1 MW und eine 19-bar-Dampfproduktion von 10,4 t/h. Die Wärmeleistung des Economisers ist nur um 0,6 MW geringer als die Wärmeleistung von Economiser, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife zusammen.
- Durch die gesteigerte Wärmeleistung des Economisers sinkt die Rauchgastemperatur mit steigender ECO-Wasser-Entnahme. Im Lastpunkt mit 45 t/h Entnahmemenge ergibt sich eine Rauchgastemperatur von 155,3°C. Im Vergleich zur Variante ohne ECO-Wasser-Entnahme und mit vergrößertem Economiser kann die Temperatur um beträchtliche 41,2°C gesenkt werden. Sie liegt somit nur mehr geringfügig über den 151,0°C in der Originalausführung.

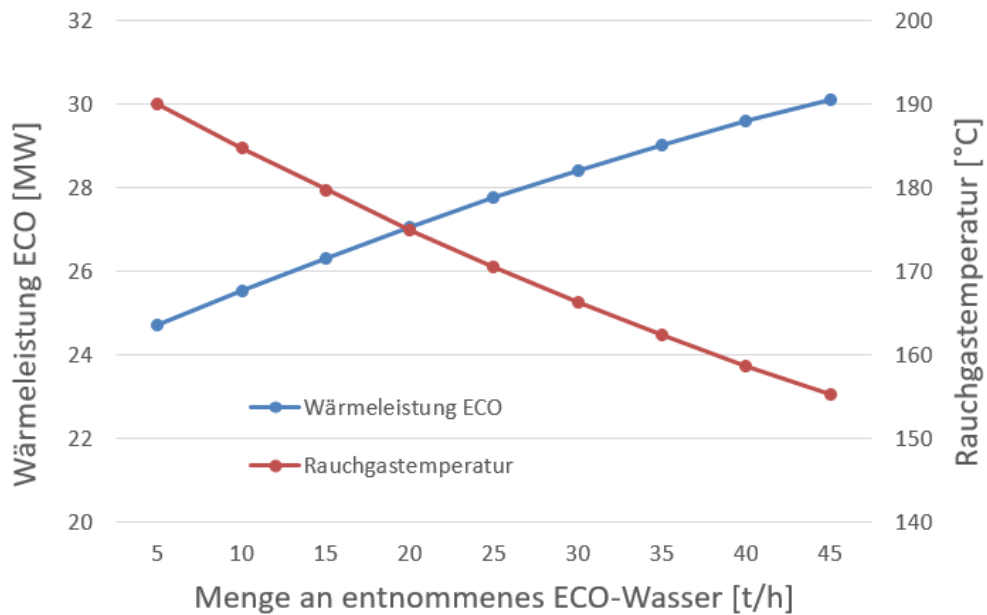


Abbildung 84 - Wärmeleistung des Economisers & Rauchgastemperatur in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2

- Der Kesselwirkungsgrad sowie der Blockwirkungsgrad steigen mit steigender Entnahmemenge (siehe Abbildung 85). Im Lastpunkt mit 45 t/h Entnahmemenge ergibt sich ein Kesselwirkungsgrad von 74,0 % und ein Blockwirkungsgrad von 44,4 %. Der Kesselwirkungsgrad ist somit noch unter den 74,7 % in Originalausführung, beim Blockwirkungsgrad kann aber eine deutliche Verbesserung im Vergleich zu den ursprünglichen 43,9 % erzielt werden, da weniger Prozessdampf aus der Dampfturbine entnommen werden muss und somit die Dampfturbinenleistung steigt.

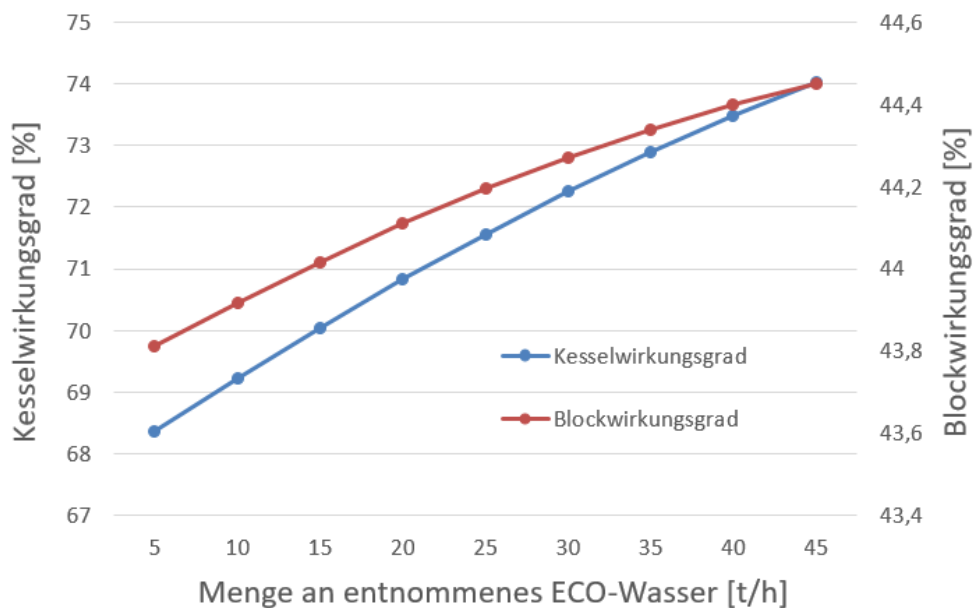


Abbildung 85 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2

- Die Lastpunkt mit 45 t/h Entnahmemenge ermittelte Dampfturbinenleistung beträgt 17,3 MW und ist somit um 0,9 MW höher als in der Originalkonfiguration mit neuwertigem Economiser.

Abbildung 86 zeigt das Q-T-Diagramm des GuD-Lastpunkts 2 mit einer Entnahmemenge von 45 t/h im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser (Variante V):

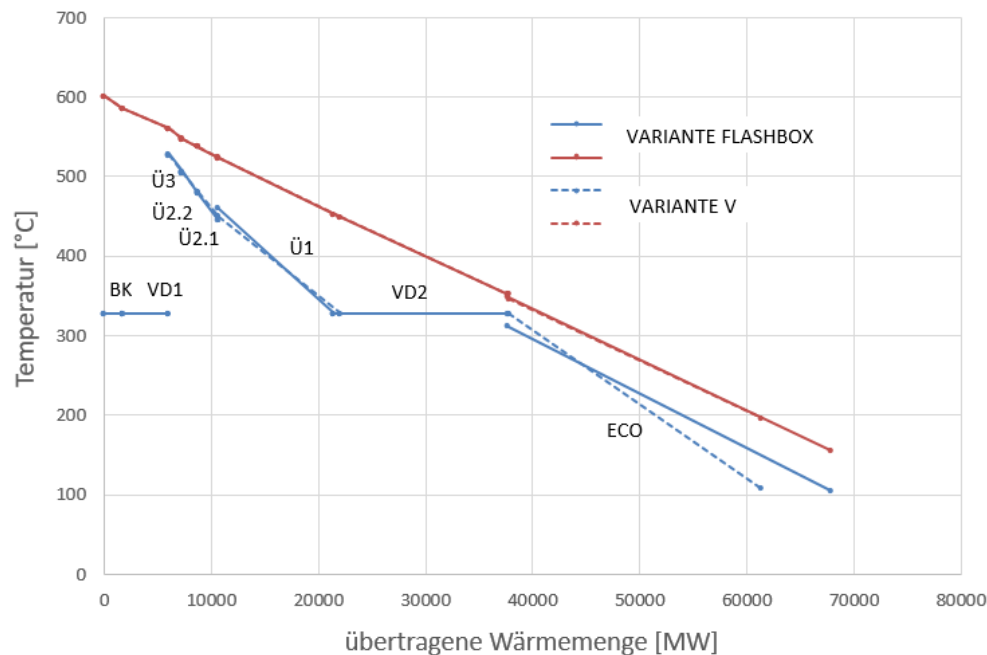


Abbildung 86 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und einer Entnahme von 45 t/h ECO-Wasser zur Prozessdampfproduktion

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Variante mit der Dampferzeugung durch die Entspannung von ECO-Wasser und anschließender Abtrennung des Dampfes in einem Wasser-Dampf-Abscheider eine interessante Möglichkeit darstellt, um speziell in Lastpunkten mit geringer Zusatzfeuerung die Nachteile der in Kapitel 4.4.3.2 beschriebenen ECO-Vergrößerung zu kompensieren. Im GuD-Lastpunkt 1 bzw. generell in Lastpunkten mit hoher Zusatzfeuerung ist abgesehen vom Kesselwirkungsgrad keine Verbesserung zu erzielen, da der Blockwirkungsgrad mit zunehmender Entnahme fällt. Da ein Ausdampfen in diesen Lastpunkten keine Rolle spielt, macht auch die Vergrößerung der Unterkühlung des Speisewassers vor der Trommel keinen Sinn. Eine Dampferzeugung mittels Flashbox in GuD-Lastpunkten mit hoher Zusatzfeuerung bzw. in Frischluftlastpunkten wird als nicht sinnvoll erachtet. Im GuD-Lastpunkt 2 bzw. generell in GuD-Lastpunkten ohne bzw. mit geringer Zusatzfeuerung sind durch den Betrieb der ECO-Wasser-Entnahme aber deutliche Vorteile zu erzielen. Neben der Reduktion der Rauchgastemperatur und der daraus resultierenden Verbesserung des Kesselwirkungsgrades im Vergleich zur Variante nur mit vergrößertem Economiser kann vor allem das Ausdampfen im Economiser sehr gut in den Griff bekommen werden. Weiters können ein Blockwirkungsgrad sowie eine Dampfturbinenleistung erzielt werden, die deutlich höher als in der neuwertigen Originalkonfiguration liegen.

4.4.3.3 Fernwärmeauskopplung

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung des GuD-Betriebs mit vergrößertem Economiser, die untersucht wurde, ist die Auskopplung von ECO-Wasser zur Fernwärmeerzeugung. Diese Variante basiert - ähnlich wie die zwei zuvor beschriebenen - auf dem „Überspeisen“ des Economisers, um mehr Energie aus dem Rauchgas zuziehen. In diesem Fall wird aber das Speisewasser schon früher aus dem Economiser entnommen. Die Ausleitung erfolgt nach 15 Reihen bzw. einer Heizflächengröße von ca. 9307,3 m² und entspricht somit der ursprünglichen Größe der Fernwärmeschleife. Das Temperaturniveau von ca. 170 – 190°C, abhängig vom Lastpunkt, ist ausreichend, um den Fernwärmetauscher zu versorgen. Das anfallende Kondensat wird in den Speisewasserbehälter geleitet. Abbildung 87 zeigt den schematischen Aufbau dieser Schaltung.

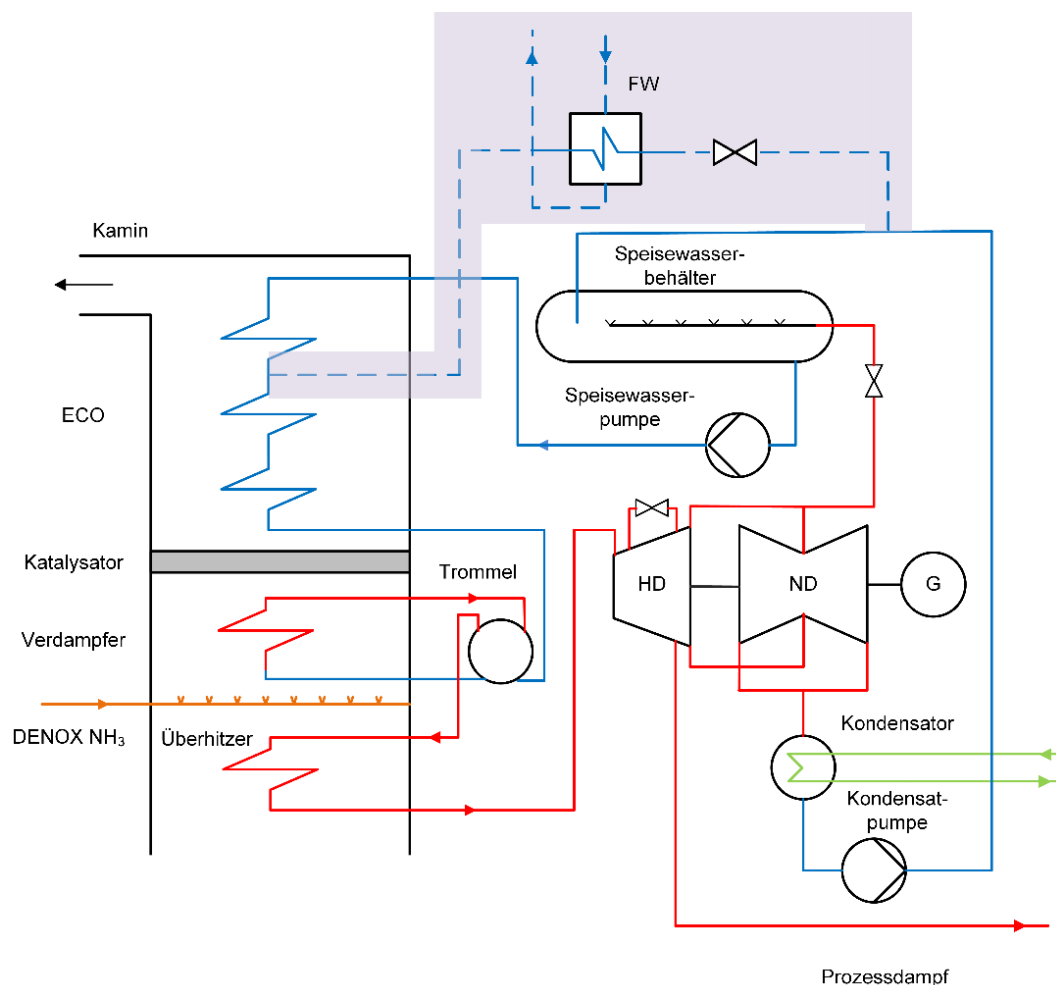


Abbildung 87 - Schema Fernwärmewärmetauscher

Es wurden wieder die zwei GuD-Lastpunkte 1 & 2 für die Bewertung dieser Möglichkeit herangezogen. Bei beiden Lastpunkten wird die jeweils maximal mögliche Fernwärmeauskopplung vorgegeben und anschließend mit den Varianten mit vergrößertem Economiser und neuwertiger Originalausführung verglichen. Die maximal mögliche Fernwärmeproduktion wird in beiden Lastpunkten durch die Leistungsgrenzen der Speisewasserpumpe bestimmt und beträgt in GuD-Lastpunkt 1 ca. 30 t/h und in Lastpunkt 2 80 t/h.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

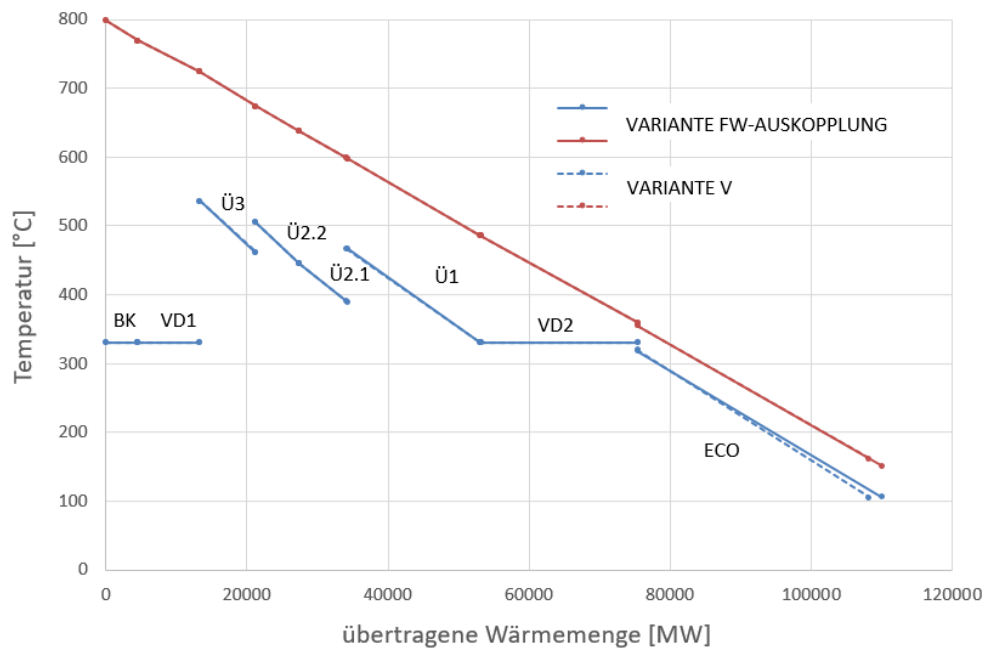


Abbildung 88 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zum vergrößerten Economiser (Variante V)

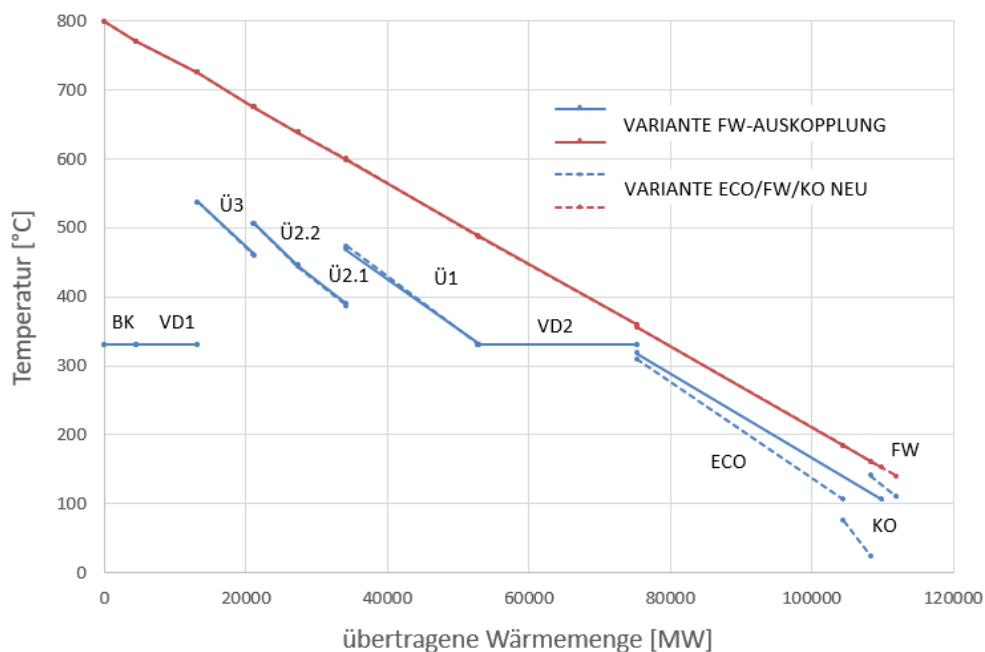


Abbildung 89 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zur neuwertigen Originalkonfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)

- Mit einer Auskopplung von 30 t/h ECO-Wasser kann eine maximale Fernwärmeleistung von ca. 2,4 MW erzielt werden. Die maximale Fernwärmeleistung in der Originalkonfiguration (3,6 MW) kann nicht erreicht werden (vergleiche Abbildung 88 und Abbildung 89).

- Durch das „Überspeisen“ des Economisers kann die übertragene Wärmemenge im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser ohne Fernwärmeauskopplung um 1,8 MW gesteigert werden. Die übertragene Wärmemenge liegt aber noch um 2,1 MW unter der in der Originalkonfiguration insgesamt übertragenen Wärmemenge von Economiser, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife zusammen.
- Die Rauchgastemperatur kann im Vergleich zur Variante ohne Fernwärmeauskopplung um ca. 10,8°C auf 151,8°C gesenkt werden. Sie befindet sich aber noch deutlich über den 139,3°C in der Originalkonfiguration.
- Die Speisewasserunterkühlung steigt von 10,6°C auf 12,7°C.
- Die Frischdampfproduktion sinkt leicht von 134,9 t/h auf 133,9 t/h, da das Speisewasser kälter in die Trommel kommt. In der Originalkonfiguration beträgt die Frischdampfproduktion 130,8 t/h.
- Der Kesselwirkungsgrad steigt von 80,2 % auf 81,5 % im Vergleich zur Variante ohne Fernwärmeauskopplung, wobei dieser Wert noch immer unterhalb des Kesselwirkungsgrades von 83,0 % in der Originalausführung liegt. Der Blockwirkungsgrad fällt von 42,5 % auf 42,0 % (keine Berücksichtigung der Fernwärme).
- Die Dampfturbine bringt eine Leistung von 29,4 MW und somit genau so viel wie in der Originalausführung.
- Die notwendige Fördermenge der Speisewasserpumpe steigt beträchtlich auf ca. 164 t/h (entspricht ca. der maximale Pumpenfördermenge). Die Antriebsleistung steigt von 714 kW auf 890 kW.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

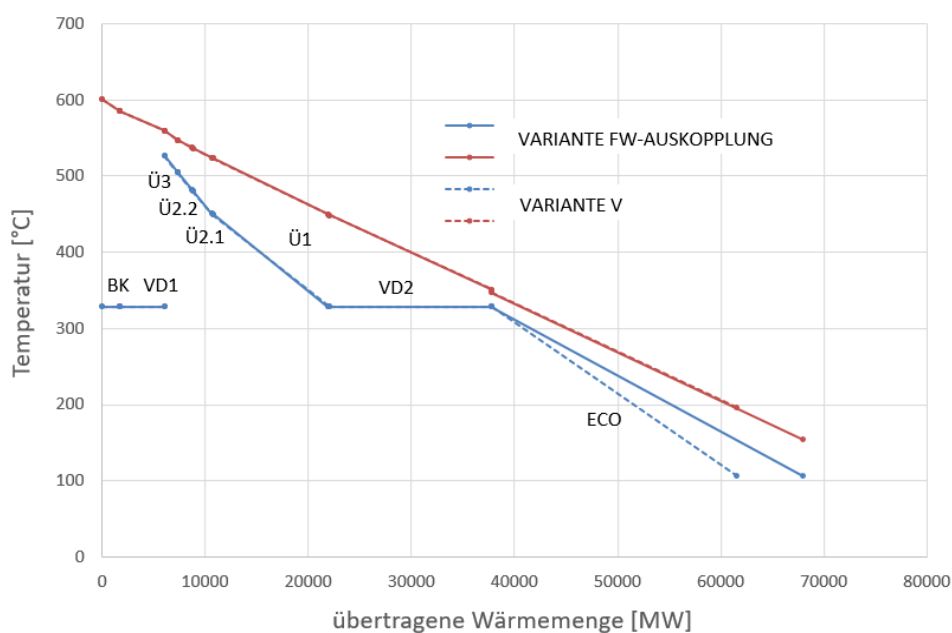


Abbildung 90 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zum vergrößerten Economiser (Variante V)

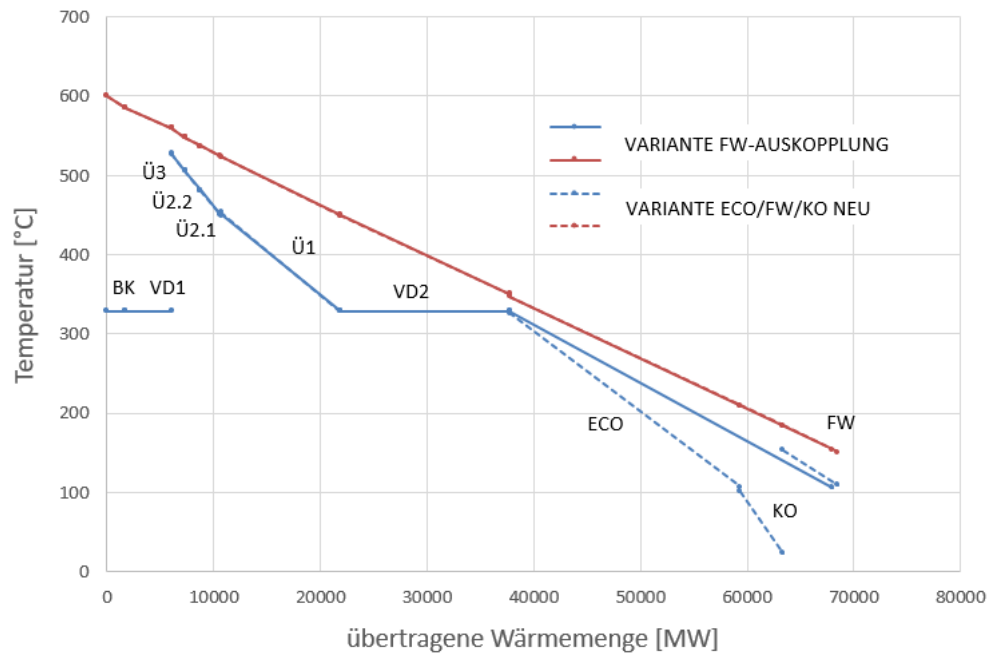


Abbildung 91 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zur neuwertigen Originalkonfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)

- Auf Grund der geringeren Speisewassermenge in Teillast können in diesem Lastpunkt bis zu 80 t/h an ECO-Wasser für die Fernwärmeproduktion entnommen werden, bevor die Grenzen der Speisewasserpumpe erreicht werden. Mit einer Menge von 80 t/h kann eine maximale Fernwärmeleistung von 5,1 MW, was auch der Fernwärmeleistung in der Originalkonfiguration entspricht, erzielt werden (vergleiche Abbildung 90 und Abbildung 91).
- Durch das „Überspeisen“ des Economisers kann die übertragene Wärmemenge im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser ohne Fernwärmeauskopplung um 6,5 MW gesteigert werden. Die übertragene Wärmemenge liegt somit nur mehr ca. 0,5 MW unter der in der Originalkonfiguration insgesamt übertragenen Wärmemenge von Economiser, Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife zusammen.
- Die Rauchgastemperatur kann um enorme 42,2°C auf 154,3°C im Vergleich zur Variante ohne Fernwärmeauskopplung gesenkt werden. Somit kann beinahe dieselbe Rauchgastemperatur, wie in der Originalausführung erzielt werden.
- Das Ausdampfen im Economiser kann von 3,5 % auf ca. 1,4 % leicht reduziert, aber nicht vollständig vermieden werden.
- Die Frischdampfproduktion sinkt von 77,6 t/h auf 76,4 t/h, da das Speisewasser kälter in die Trommel strömt. In der Originalkonfiguration beträgt die Frischdampfproduktion 74,9 t/h.

- Da die Rauchgastemperatur deutlich reduziert werden kann, steigt der Kesselwirkungsgrad im Vergleich zur Variante ohne Fernwärmeauskopplung von 67,3 % auf 74,2 %. Der Kesselwirkungsgrad ist somit nahezu gleich groß wie in der Originalkonfiguration (74,7 %). Der Blockwirkungsgrad fällt von 43,9 % auf 43,7 % (ohne Berücksichtigung der Fernwärme), ist aber dennoch höher als in der Originalausführung.
- Die Dampfturbine bringt eine Leistung von 16,4 MW, was auch ihrer Leistung in der Originalausführung entspricht.
- Die notwendige Fördermenge der Speisewasserpumpe steigt beträchtlich auf ca. 156,4 t/h. Die Antriebsleistung steigt von 504 kW auf 811 kW.

Summa summarum liefert die Variante mit der Fernwärmeproduktion eine weitere gute Möglichkeit, um die Rauchgastemperatur in GuD-Lastpunkten mit geringer Zusatzfeuerung deutlich zu senken und somit den Kesselwirkungsgrad zu erhöhen. Die vergrößerte Economiserheizfläche kann je nach Fernwärmebedarf oder betrieblichen Bedürfnissen sehr flexibel für die Fernwärmeproduktion oder zur Frischdampfproduktion verwendet werden, was als weiterer Vorteil anzuführen ist. Als Nachteil wird neben dem saisonal sehr eingeschränkten Betriebsbereich der Fernwärmeschleife speziell auch die sehr geringe erzielbare Fernwärmeleistung bei Lastpunkten mit hoher Zusatzfeuerung gesehen. Weiters kann das Problem mit dem Ausdampfen im Economiser bei Lastpunkten mit geringer Zusatzfeuerung zwar leicht verbessert, aber nicht vollständig beseitigt werden.

4.4.3.3.4 Economiserheizflächen in Gleichstrom

Im Gegensatz zu den bereits beschriebenen Varianten zur Verbesserung des GuD-Betriebs mit vergrößertem Economiser zielt diese Idee nicht auf eine Verbesserung der Performance ab, sondern soll eine Möglichkeit zeigen, um das Ausdampfen im Economiser zu „beherrschen“. Das eigentliche Problem beim Ausdampfen in einem Gegenstromwärmetauscher in vertikaler Ausführung ist, dass die dabei entstehenden Dampfbläschen auf Grund der geringeren Dichte im Vergleich zum Wasser entgegen der Strömungsrichtung in kältere Zonen aufsteigen. Bei Unterschreitung der Siedetemperatur kommt es durch die mit dem Phasenwechsel verbundenen großen Dichterveränderung zu Implosionen, die Schäden an den Rohrleitungen verursachen können. Werden nun die Kesselrohre in Bereichen, in denen ein Ausdampfen vorkommen kann, in Gleichstrom geführt und zusätzlich eine durchgehend vertikal aufsteigende Verlegung der Rohre bis zur Trommel sichergestellt, so können die entstehenden Dampfbläschen ungehindert in die Trommel aufsteigen. Dadurch kann bei geringfügigem Ausdampfen das Auftreten von etwaigen Folgeschäden verhindert werden. Abbildung 92 zeigt eine schematische Darstellung dieser Variante.

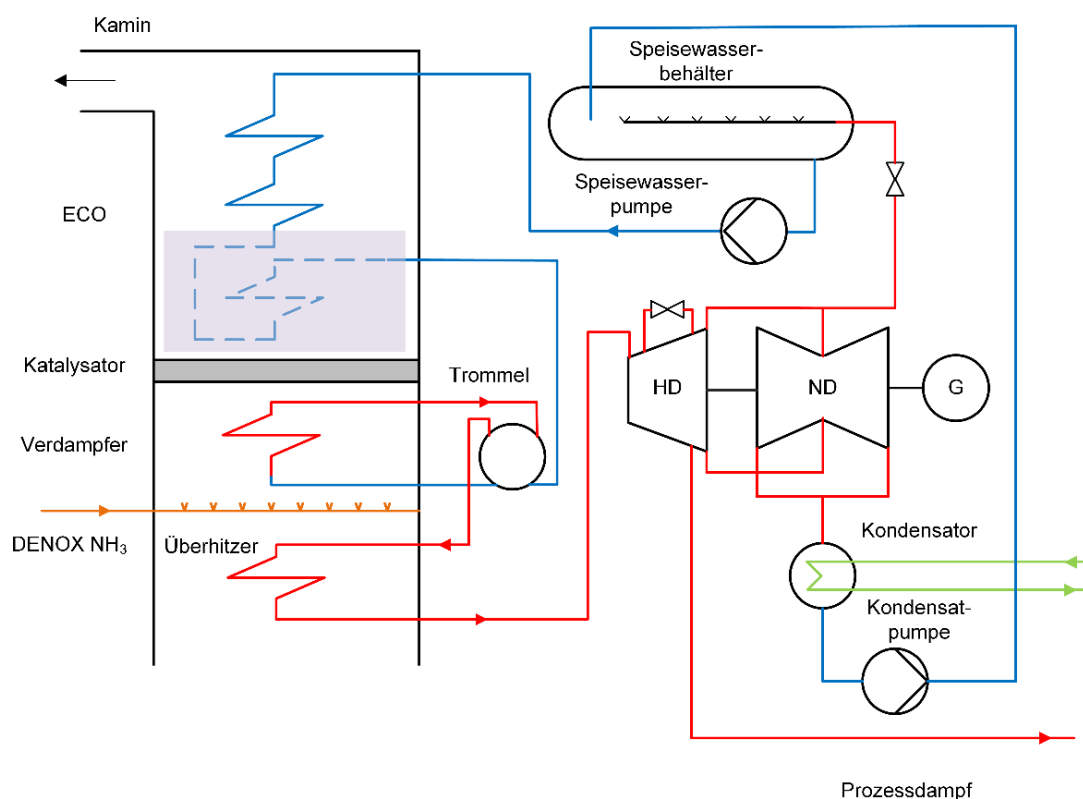


Abbildung 92 - Schema Economiserheizflächen im Gleichstrom

Um die notwendige Anzahl an Rohreihen, die in Gleichstrom geschaltet werden müssen, bzw. generell den Einfluss einer teilweisen Ausführung des Economisers im Gleichstromprinzip zu bestimmen, wurde eine Variantenstudie durchgeführt. Dabei wurde die Anzahl der Rohreihen im Gleichstrom von 0 auf 6, 13, 20 und bis auf 27 Reihen erhöht. Im Folgenden sind die Auswirkungen auf die GuD-Lastpunkte 1 und 2 ersichtlich.

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 1

Abbildung 93 zeigt den Einfluss der Anzahl der Gleichstromreihen auf die Unterkühlung nach dem Economiser bzw. vor dem Beginn des Gleichstrombündels. Wie nicht anders zu erwarten war, liegt in allen Bereichen eine Unterkühlung mit einem sichern Abstand zur Siedetemperatur vor, da ja bereits ohne Gleichstrombündel keine Gefahr des Ausdampfens bestand. In diesem Lastpunkt ist also keine Verbesserung zu erzielen.

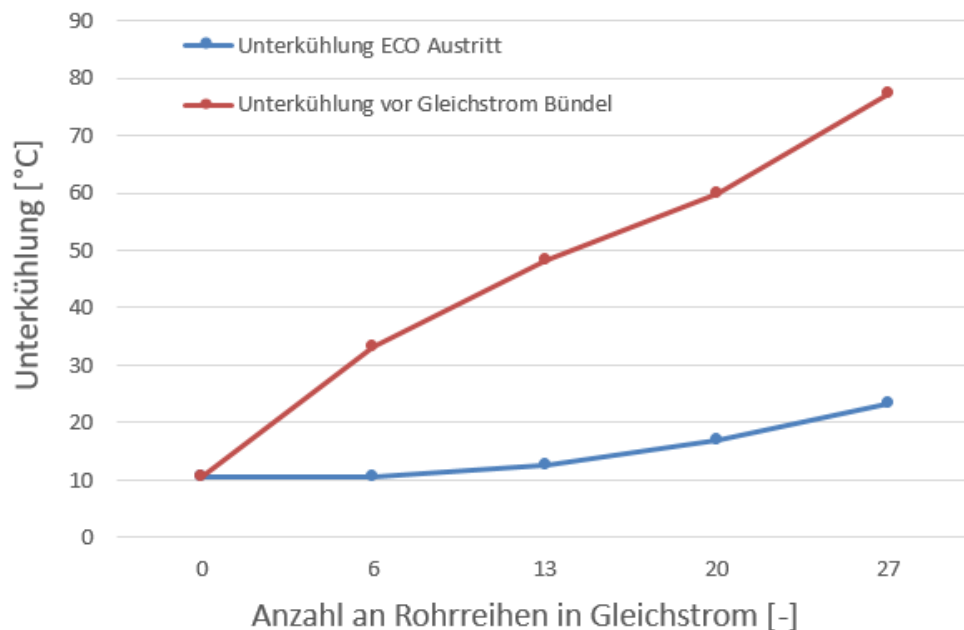


Abbildung 93 - Unterkühlung im Economiser im GuD-Lastpunkt 1 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom

Ab einer Rohranzahl von ca. 6 fällt die im Economiser übertragene Wärmemenge stetig mit steigender Anzahl an Rohren in Gleichstrom ab, wie in Abbildung 94 ersichtlich ist. Dies kann auf die schlechteren Wärmeübertragungseigenschaften eines Wärmetauschers im Gleichstrom- im Vergleich zum Gegenstromprinzip erklärt werden. Werden weniger als 6 Rohrreihen im Gleichstrom ausgeführt kann durch die Überdimensionierung der gesamten Economiserheizfläche die schlechtere Wärmeübertragung durch die nachfolgenden Gegenstromreihen kompensiert werden. Auf Grund der geringeren übertragenen Wärmeleistung im Economiser fallen auch der Kesselwirkungsgrad und in weiterer Folge der Blockwirkungsgrad mit steigender Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom stetig ab.

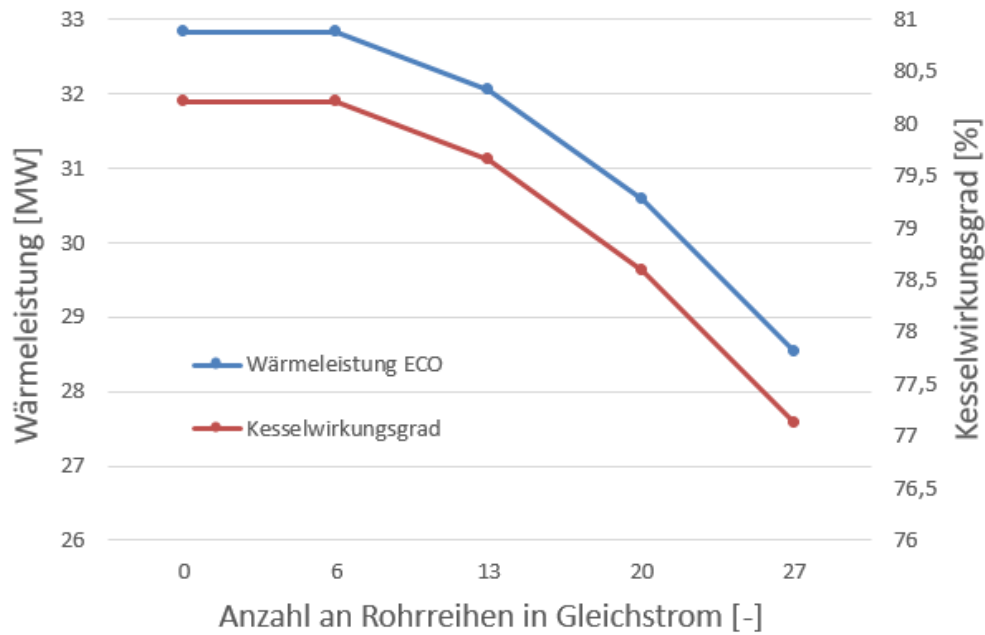


Abbildung 94 - Wärmeleistung Economiser und Kesselwirkungsgrad im GuD-Lastpunkt 1 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom

Einfluss auf GuD-Lastpunkt 2

Abbildung 95 zeigt die Unterkühlung bzw. den Dampfgehalt nach Economiseraustritt sowie vor den Rohrreihen, die im Gleichstrom angeordnet sind, im GuD-Lastpunkt 2.

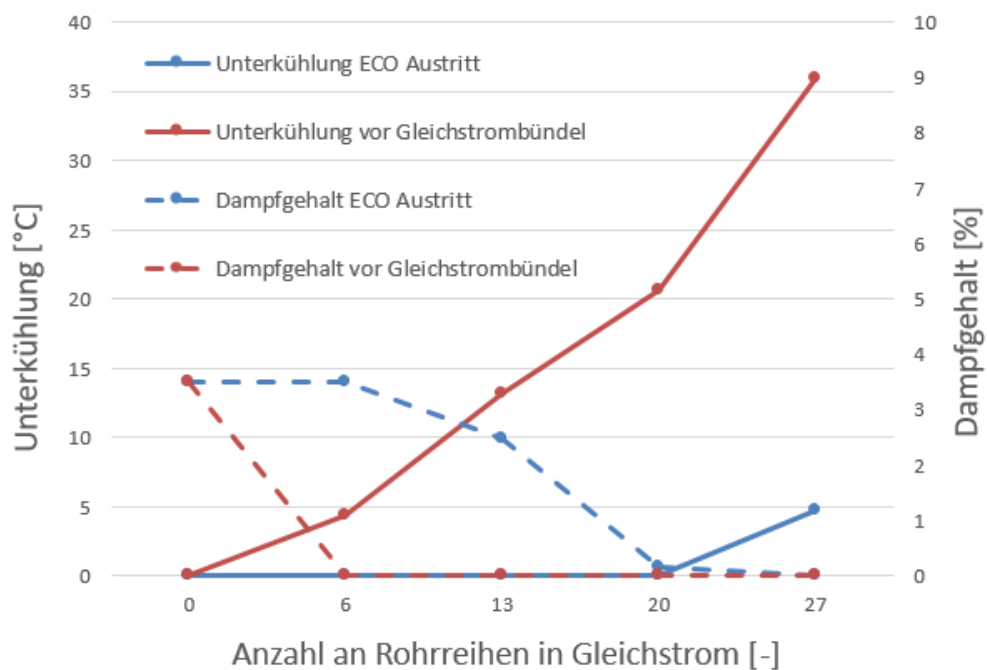


Abbildung 95 - Unterkühlung im Economiser im GuD-Lastpunkt 2 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom

Man sieht, dass bereits ab einer Anzahl von sechs im Gleichstrom angeordneten Rohren kein Ausdampfen in den Gegenstromwärmetauschern zu erwarten ist. Die Berechnungen zeigen sogar ein leichte Unterkühlung von ca. 5°C beim Eintritt in die Gleichstromwärmetauscherrohre. Ein Ausdampfen findet rechnerisch somit ausschließlich in den Gleichstromwärmetauscherrohren statt, in denen keine negativen Folgeerscheinungen im Zusammenhang mit dem Ausdampfen zu erwarten sind. Ähnlich wie beim GuD-Lastpunkt 1 ist eine Reduktion der Wärmeübertragungsleistung bzw. des Kesselwirkungsgrades mit steigender Anzahl an Rohren im Gleichstromprinzip erst ab mindestens sechs Rohren ersichtlich, wie auch in Abbildung 96 gezeigt wird.

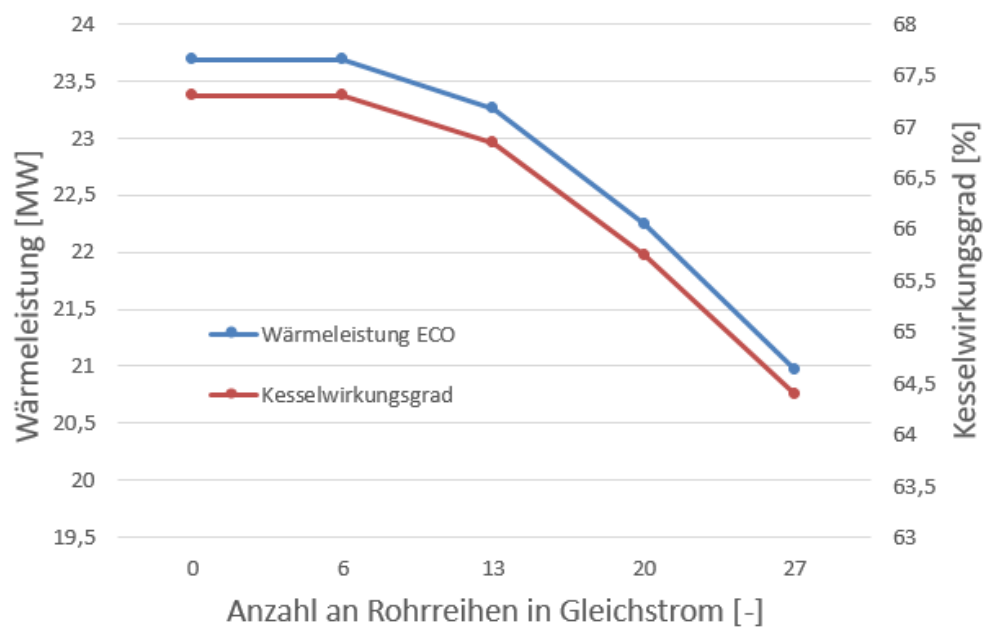


Abbildung 96 - Wärmeleistung Economiser und Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit der Anzahl an Rohrreihen in Gleichstrom im GuD-Lastpunkt 2

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Anordnung von Rohrreihen im Gleichstrom eine gute Möglichkeit darstellt, um die negativen Folgeerscheinungen eines Ausdampfens zu verhindern. Wird dagegen nur eine sehr geringe Anzahl an Rohren im Gleichstromprinzip angeordnet, sind auf Grund der Überdimensionierung der gesamten Economiserheizfläche keine negativen Auswirkungen auf die Anlagenperformance zu erkennen. Da aber mit dieser Variante definitiv keine Verbesserung der Anlagenperformance erzielt werden kann, ist den in den Kapiteln 4.4.3.3.1 bis 4.4.3.3.3 beschriebenen Varianten der Vorzug zu geben, wobei aber auch eine Kombination möglicherweise von Interesse sein könnte.

5 Kesselverschmutzung

5.1.1 Allgemeiner theoretischer Hintergrund

5.1.1.1 Stickoxidbildung

Zur Einhaltung der Emissions-Grenzwerte ist Block 01 mit einem Verfahrenen zur Reduktion von Stickoxiden (NO_x), einer sogenannten DeNO_x-Anlage, ausgestattet. Bevor auf dieses Verfahren näher eingegangen wird, soll zuerst der Bildungsmechanismus von Stickoxiden näher betrachtet werden.

Im Allgemeinen entstehen Stickoxide bei der Verbrennung durch Oxidation des im Brennstoff enthaltenen Stickstoffs sowie durch Sekundärreaktionen zwischen dem Stickstoff und dem Sauerstoff der zugeführten Verbrennungsluft. Die Bezeichnung Stickoxide bzw. kurz NO_x ist ein Sammelbegriff für unterschiedliche Oxide des Stickstoffs wie, z.B. N_2O , NO , N_2O_3 , NO_2 , N_2O_4 , etc. Die Stickoxidbildung ist ein äußerst komplexer Vorgang, für den derzeit noch keine geschlossene Theorie besteht. Auf Basis zahlreicher grundlegender Untersuchungen kann man drei verschiedene NO_x -Bildungsmechanismen unterscheiden, die eine qualitative Beschreibung der ablaufenden Prozesse ermöglichen (siehe Abbildung 97): [65]

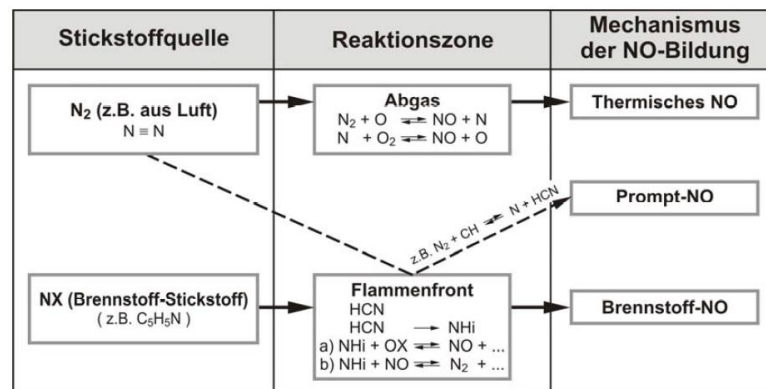


Abbildung 97 - Schematische Darstellung der verschiedenen NO_x -Bildungsmechanismen [66]

- **Brennstoff-NO:** Bei der Entstehung von Brennstoff-NO kommt es zur Reaktion von organisch im Brennstoff vorliegendem Stickstoff mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft. Es handelt sich dabei um eine schnell ablaufende Reaktion, die in der Oxidationszone der Flammenfront stattfindet [58]. Da speziell mit dem Gichtgas beträchtliche Mengen an Stickstoff mit dem Brennstoff eingebracht werden, kann dieser Mechanismus durchaus einen beträchtlichen Teil zur gesamten NO_x -Entstehung beitragen.
- **Prompt-NO:** Zur Entstehung von sogenanntem „Prompt-NO“ kommt es bei der Reaktion von Brennstoffradikalen mit molekularem Stickstoff bei sauerstoffarmer Verbrennung bzw. im sauerstoffarmen Bereich der Flammen. Die Flammentemperatur spielt dabei nur eine untergeordnete Rolle. Prompt-NO trägt mit ca. 5 % nur geringfügig

zur gesamten NO-Entstehung bei. Der Mechanismus zur Entstehung des Prompt-NO wurde von Fenimore [67] entdeckt und kann mit folgenden Reaktionsgleichungen beschrieben werden: [58] [68]



- **Thermisches NO:** Im Vergleich zu den zwei oben angeführten Mechanismen ist die Entstehung des thermischen NO nicht direkt an den Verbrennungsprozess gekoppelt. Die Reaktion findet im Rauchgas statt. Dabei reagiert der Stickstoff mit dem bei Luftüberschuss noch vorliegenden Sauerstoff zu NO-Verbindungen. Der Reaktionsmechanismus ist stark temperaturabhängig, beginnt bei ca. 1200°C und nimmt mit steigender Temperatur exponentiell zu [58]. Dieser Vorgang wurde erstmals 1946 von Zeldovich [69] beschrieben. Abbildung 98 zeigt den NO-Bildungsprozess in Abhängigkeit der Temperatur am Beispiel einer Erdgasverbrennung.

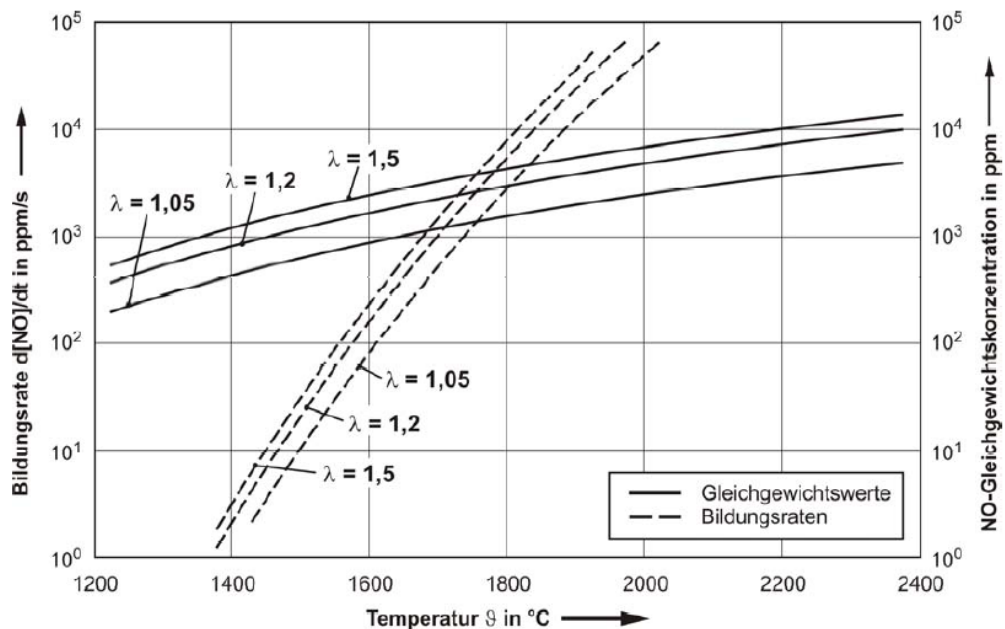


Abbildung 98 - NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus für eine Erdgasverbrennung [70]

Zuerst reagiert der molekulare Stickstoff mit atomarem Sauerstoff zu Stickstoffmonoxid.



In weiterer Folge reagiert das entstandene Stickstoffatom in einer schnellen Folgereaktion mit molekularem Sauerstoff zu weiteren Stickstoffmonoxiden.



Bei nahstöchiometrischen Bedingungen gilt es außerdem noch folgende Reaktion zu berücksichtigen:



Abbildung 99 zeigt den Verlauf der unterschiedlichen NO_x -Bildungsmechanismen in Abhängigkeit von der Temperatur am Beispiel einer Kohlestaubfeuerung.

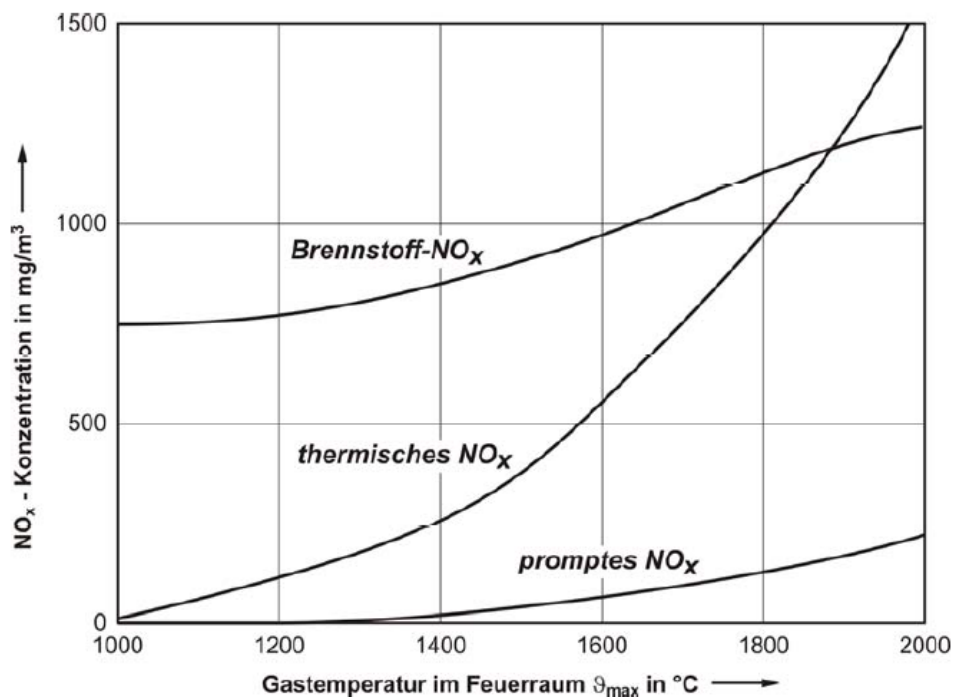


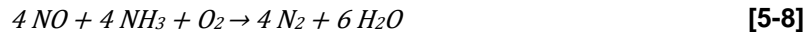
Abbildung 99 - Verlauf der unterschiedlichen NO_x -Bildungsmechanismen in Abhängigkeit der Temperatur in einer Kohlestaubfeuerung [68]

5.1.1.2 Verfahren zur Rauchgasentstickung

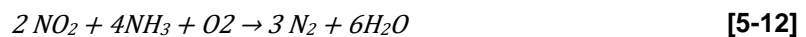
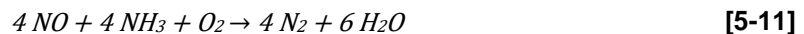
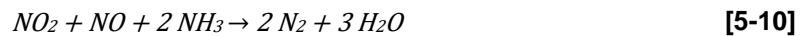
Auf Grund strengerer Emissions-Gesetze wurden im Laufe der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts diverse Verfahren zur Rauchgasentstickung entwickelt. Im Allgemeinen wird dabei zwischen Primärmaßnahmen und Sekundärmaßnahmen unterschieden. Die Primärmaßnahmen setzen direkt bei der Entstehung der Stickoxide im Feuerraum an. Auf diese Möglichkeit wird im Kapitel 5.1.4.1 noch im Detail eingegangen. Im Gegensatz dazu erfolgt bei den Sekundärmaßnahmen die Abspaltung nicht bei der Entstehung im Feuerraum, sondern nachfolgend im Rauchgas. Da das NO_x in den Rauchgasen zu ca. 95 % aus wasserunlöslichem NO besteht, ist der Einsatz von Waschverfahren nur begrenzt möglich. [62]

In der Industrie haben sich somit Verfahren durchgesetzt, die auf einer Reduktion von Stickoxiden zu elementarem Stickstoff durch Einsprühen von Ammoniak oder Harnstoff basieren. Man unterscheidet im Wesentlichen zwischen zwei Verfahren, der selektiven nichtkatalytischen (SNCR) und der selektiven katalytischen Reduktion (SCR).

Beim **SNCR** Verfahren wird das Reduktionsmittel bei Temperaturen direkt in den Feuerraum zwischen 850 und 1100°C eingedüst. [71] Bei Einsatz von Ammoniak als Reduktionsmittel laufen hauptsächlich folgende Reaktionen ab:



Bei der **SCR** wird ebenfalls Ammoniak eingeblasen, nur erfolgt die Reduktion im Gegensatz zur SNCR bei geringeren Temperaturen. Durch Verwendung von katalytischen Materialien wird die Aktivierungsenergie der chemischen Reaktion herabgesetzt, sodass die Reaktionen bei Temperaturen zwischen 320°C und 400°C ablaufen können [62]. Bei Katalysatoren werden hauptsächlich Materialien wie Titandioxid TiO_2 , Vanadiumpentoxid V_2O_5 und Wolframtrioxid WO_3 verwendet. Das SCR-Verfahren wurde 1974 erstmals von Saito et al. [72] aus Japan beschrieben. Nachfolgend sind die wesentlichen Reaktionsgleichungen angeführt: [73]



Block 01 ist mit einer SCR-Anlage in sogenannter „High-Dust-Schaltung“ auf Basis eines $\text{V}_2\text{O}_5/\text{WO}_3\text{-TiO}_2$ Katalysators ausgeführt. Bei dieser Schaltungsvariante ist der Katalysator nach den Überhitzer- bzw. Verdampferheizflächen angeordnet. Das Abgas durchströmt den Katalysator dabei mit hohem Staub- und Schadstoffgehalt, da eine etwaige Rauchgasentschwefelung oder -entstaubung zuvor nicht möglich ist. Vorteil dieser Schaltungsvariante ist der für die katalytische Reaktion ideale Temperaturbereich in diesem Teil des Kessels. Nachteil, wie schon eingangs erwähnt, ist die hohe Staubbelastung, die zu einer Standzeitverkürzung des Katalysators oder zu Ablagerungen am kalten Ende des Wärmetauschers führen kann. Allerdings spielt die Staubbelastung bei gasgefeuerten Anlagen wie Block 01 nur eine sehr untergeordnete Rolle. Das im Rauchgas enthaltene Schwefeldioxid SO_2 oxidiert durch die katalytische Reaktion verstärkt zu Schwefeltrioxid SO_3 , das durch Bildung von Schwefelsäure oder durch Reaktion mit überschüssigem Ammoniak NH_3 der DeNOx zu Problemen führen kann (siehe Kapitel 5.1.3). [71]

5.1.2 Problembeschreibung

Durch eine geänderte Betriebsweise, die in Kapitel 2 schon eingehend diskutiert wurde, wurde eine verstärkte Verschmutzung des Abhitzdampferzeuger festgestellt. Nachfolgend soll dessen Zustand auf Basis von Fotos einer Kesselbegehung vom 31.10.2013 und später durchgeführten Materialanalysen näher erläutert werden. Abbildung 100 zeigt einen vereinfachten Querschnitt des Abhitzerdampferzeugers um eine Zuordnung der Bilder zu ermöglichen. Für die weitere Betrachtung und Diskussion der Verschmutzungsmechanismen wird der Kessel in zwei Bereiche unterteilt. Zone I umfasst den Bereich der NH_3 -Eindüsung, Zone II das „kalte Ende“ des Abhitzdedampferzeugers mit Economizer, Fernwärmeschleife und Kondensatschleife.

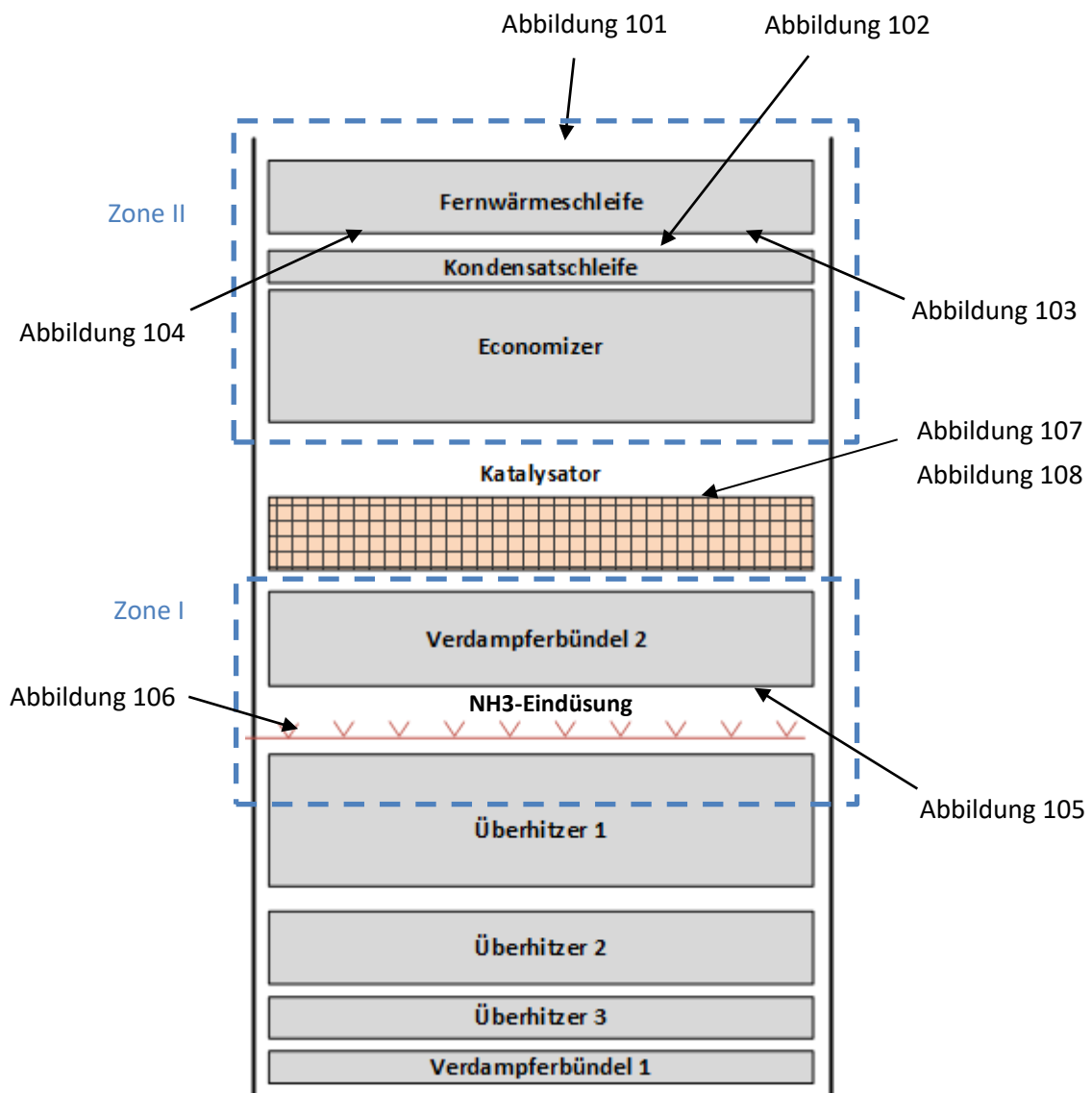


Abbildung 100 – Übersicht Verschmutzungszonen

Abbildung 101 zeigt den Blick vom Abgaskamin auf die letzte Heizfläche im Abhitzdampferzeuger. Auffällig ist die ungewöhnliche Maserung. Neben der typischen

bräunlichen Farbe der Heizflächenrohre nach mehrjährigem Betrieb sind weiße Bereiche erkennbar. Die Anordnung der Flecken deutet auf eine starke Strahlenbildung hin. Die weißen Beläge sind im oberen Bereich des Abhitzekessels zu finden (siehe Abbildung 102 und Abbildung 104) und erstrecken sich über Fernwärmeschleife, Kondensatvorwärmerschleife und Economiser. Die Ablagerungen sind weiß/grau, gelegentlich etwas gelb/grün, staubig und lassen sich leicht entfernen. Materialanalysen ergaben sehr hohe Anteile an Eisen(III)-sulfat $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$ (ca. 70 %) und Ammoniumsulfat $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ (ca. 20 %).



Abbildung 101 - Blick auf Fernwärmeschleife



Abbildung 102 – Kondensatvorwärmerschleife und Economiserheizfläche

Speziell im Bereich der Fernwärmeschleife sind auch Anzeichen einer Schwefelsäurekorrosion zu erkennen. Gelbliche Ablagerungen und zum Teil stark fortgeschrittener korrosiver Angriff der Rohre deuten darauf hin. Mehrere Leckagen im Bereich der Fernwärmeschleife sowie der Kondensatvorwärmerschleife waren die Folge (siehe Abbildung 103).



Abbildung 103 - Leckage Fernwärmeschleife



Abbildung 104 - Fernwärmeschleife

Ein komplett anderes Bild zeigt sich im Bereich der Zone I, d.h. im Bereich der NH_3 -Eindüsung. Hier finden sich gelb-bräunliche, feuchte und klebrige Ablagerungen die sich nur sehr schwer entfernen lassen (siehe Abbildung 105 und Abbildung 106). Sie befinden sich auf den obersten Rohren des Überhitzers 1, auf den Eindüselanzeln und auf den unteren Rohren des

Verdampferbündels 2. Laut Laboranalysen sind Hauptbestandteile Eisen(II)-sulfat FeSO_4 (ca. 50 %) sowie „freie“ Schwefelsäure H_2SO_4 (ca. 10 %).



Abbildung 105 - Verdampferbündel 2



Abbildung 106 - NH_3 -Eindüselanze

Der Katalysator weist bis auf kleine, lokale Schäden (siehe Abbildung 108) durch herabtropfendes Wasser auf Grund von Leckagen im oberen Bereich keinerlei visuelle Schäden auf (siehe Abbildung 107). Im Zuge der Kesselbegehung wurde ein Katalysatorelement entnommen und zur Untersuchung in ein Labor geschickt. Bis auf eine geringfügige Aktivitätsabnahme auf Grund der langen Betriebszeit bescheinigten die Testergebnisse aber eine einwandfreie Funktion des Katalysators.

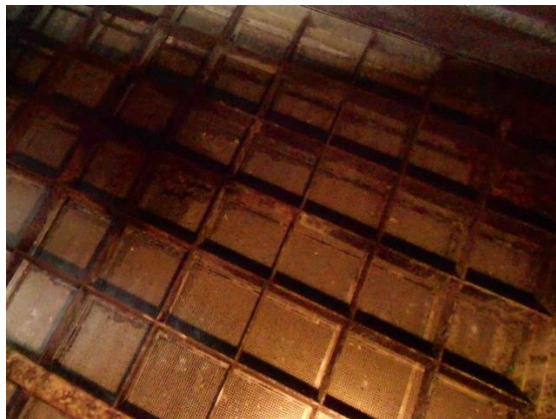


Abbildung 107 - intakte Katalysatorfläche



Abbildung 108 - lokaler Schaden Katalysator

5.1.3 Entstehungsmechanismen

5.1.3.1 Einfluss des Schwefeleintrags und des Schwefelsäuretaupunkts

5.1.3.1.1 Schwefelquellen

Die im Prozess der Eisen- und Stahlerzeugung anfallenden Abgase können nicht unbeträchtliche Anteile an Schwefelverbindungen mit sich führen. Ohne spezielle Entschwefelungsanlagen wird dieser Schwefel unweigerlich in den Dampferzeuger eingebracht. Tabelle 4 zeigt, auf Basis von im Jahr 2013 regelmäßig durchgeführten

Brenngasanalysen, die Mengen und Arten der eingebrachten Schwefelverbindungen. Auffällig sind die zum Teil sehr starken Schwankungen in den Analyseergebnissen. Dies ist unter anderem auf die verschiedenen Phasen der einzelnen Prozesse, wie z.B. An- und Abfahrvorgänge, sowie die Zusammensetzung der Einsatzstoffe zurückzuführen.

	H₂S			COS			S organisch			S Gesamt (gerechn.)		
	[mg/Nm ³ trocken]			[mg/Nm ³ trocken]			[mg/Nm ³ trocken]			[mg/Nm ³ trocken]		
	MW	MIN	MAX	MW	MIN	MAX	MW	MIN	MAX	MW	MIN	MAX
Koksgas	276	180	1150	/	/	/	131	62	228	391	231	1310
Gichtgas	47	7	73	179	63	316	/	/	/	140	40	237
Erdgas	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/

Tabelle 4 - Schwefelgehalt Brenngase 2013

Das Koksgas enthält neben beträchtlichen Mengen an Schwefelwasserstoff H₂S auch Schwefel in Form von organischen Schwefelverbindungen. Der Schwefelwasserstoff verbrennt mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft gemäß Gleichung [5-13] in der Brennkammer zu Schwefeldioxid SO₂ und Wasser H₂O. [74]

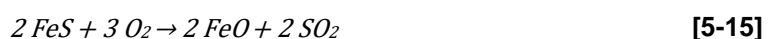


Über das Gichtgas erfolgt zum einen der Eintrag des Schwefels in geringen Mengen als Schwefelwasserstoff, der ebenfalls in der Verbrennung gemäß Gleichung [5-13] umgesetzt wird und zum anderen hauptsächlich in Form von Kohlenoxidsulfid COS. Bei der Verbrennung von Kohlenoxidsulfid mit Sauerstoff gemäß [5-14] entstehen Kohlenstoffdioxid und Schwefeldioxid.



Das Erdgas enthält laut Analyseergebnissen keine Schwefelverbindungen, dennoch kann aber eine sehr geringe Einbringung von Schwefelwasserstoff nicht ausgeschlossen werden.

Neben den in Tabelle 4 dargestellten gasförmigen Schwefelbestandteilen der Brenngase wird zusätzlich noch eine sehr geringe Menge an Schwefelverbindungen über den mitgeführten Staub in den Feuerraum eingebracht. Der Staubanteil von Koksgas und Gichtgas beträgt in der Regel deutlich unter 5 mg/Nm³, Spitzen bis zu 10 mg/Nm³ können aber durchaus vorkommen. Dieser Staub kann im einstelligen Prozentbereich auch Schwefelverbindungen enthalten, hauptsächlich in Form von Eisen(II)-sulfid FeS. Bei der Verbrennung wird das Eisen (II)-sulfid in Eisen(II)-oxid FeO und Schwefeldioxid umgesetzt (siehe Formel [5-15]). Das intermediär gebildete Eisenoxid oxidiert in weiterer Folge zu Magnetit Fe₂O₃ bzw. Hämatit Fe₃O₄ (Formel [5-16] & [5-17]). [75]





Auf Grund des geringen Anteils an Schwefeleintrag durch den Staub der Brenngase im Vergleich zu den gasförmigen Schwefelverbindungen wird der Staubanteil in der weiteren Betrachtung vernachlässigt.

5.1.3.1.2 SO₂ – SO₃ Konversion

Das durch die Schwefelverbrennung gemäß Gleichungen [5-13] [5-14] und [5-15] eingebrachte Schwefeldioxid reagiert in weiterer Folge mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft zu Schwefeltrioxid SO₃. Die Reaktion erfolgt bei nicht allzu hohen Temperaturen, hauptsächlich in einem Bereich von 400 – 600°C [74]. Abbildung 109 zeigt unter anderem die freie Standardreaktionsenthalpie ΔG der Reaktion von SO₂ und O₂ zu SO₃. Ist die freie Standardreaktionsenthalpie kleiner als -60 kJ/mol, kann die Reaktion vollständig ablaufen; ist sie größer als +60 kJ/mol ist die Reaktion praktisch unmöglich. Eine Bildung von SO₃ durch Oxidation mit Sauerstoff kann somit bei Temperaturen von über 800°C ausgeschlossen werden. Durch die geringen Umsetzungsgeschwindigkeiten ist zusätzlich das Beisein von reaktionsbeschleunigenden Katalysatoren für eine vollständige Umwandlung notwendig. Eisenstaub, der in geringen Mengen über das Gichtgas eingetragen wird, sowie Stickoxide (siehe unten) können die Umwandlungsraten deutlich erhöhen. Auch der Katalysator der DeNO_x-Anlage mit Vanadiumpentoxid V₂O₅ wirkt reaktionsbeschleunigend. Die Reaktionsgleichung der SO₃-Bildung ist nachfolgend angeführt:

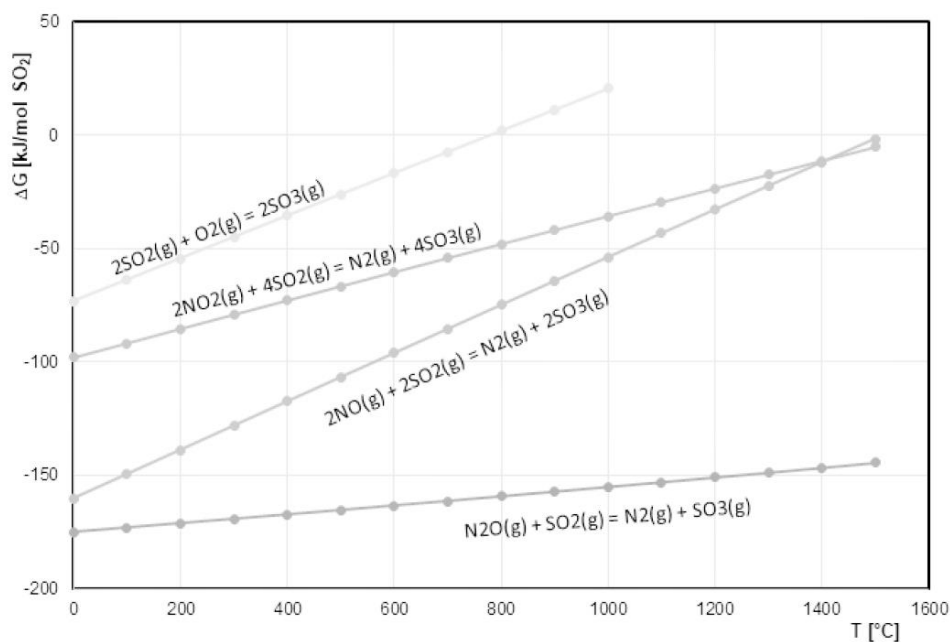


Abbildung 109 - SO₂-Oxidation [76]

Neben der direkten Oxidation des SO_2 mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft kann es auch zur Oxidation mit Stickstoffverbindungen kommen. Die Standardreaktionsenthalpien sind geringer als bei der Reaktion mit Sauerstoff, d.h. die Reaktionen können auch bei deutlich höheren Temperaturen vollständig ablaufen. Das Ausmaß hängt nur von den Reaktionsgeschwindigkeiten ab [76]. Die Reaktionsgleichungen sind nachfolgend angeführt:



Eine Analyse der Betriebsaufzeichnungen des Jahres 2013 zeigt eine sehr hohe NO_x -Konzentration bei Block 01, was in Verbindung mit dem oben beschriebenen Mechanismus eine verstärkte SO_2/SO_3 Konversion ermöglichen würde (siehe Abbildung 110). Alle Rauchgaskonzentrationsmessungen wurden zur Vergleichbarkeit auf 15 vol% Rest- O_2 -Gehalt trocken bezogen.

Im Vergleich zu den anderen Anlagen der voestalpine am Standort Linz weist Block 01 im Frischluftbetrieb eine 2- bis 3-fach höhere NO_x -Konzentration vor dem Katalysator auf. Dies ist hauptsächlich auf das Brennerdesign zurückzuführen. Im Unterschied zu den anderen Anlagen findet bei Block 01 keine gestufte Verbrennung statt, da die Brenner ohne optimierter Luftführung mit Kern- und Mantelluft ausgeführt sind.

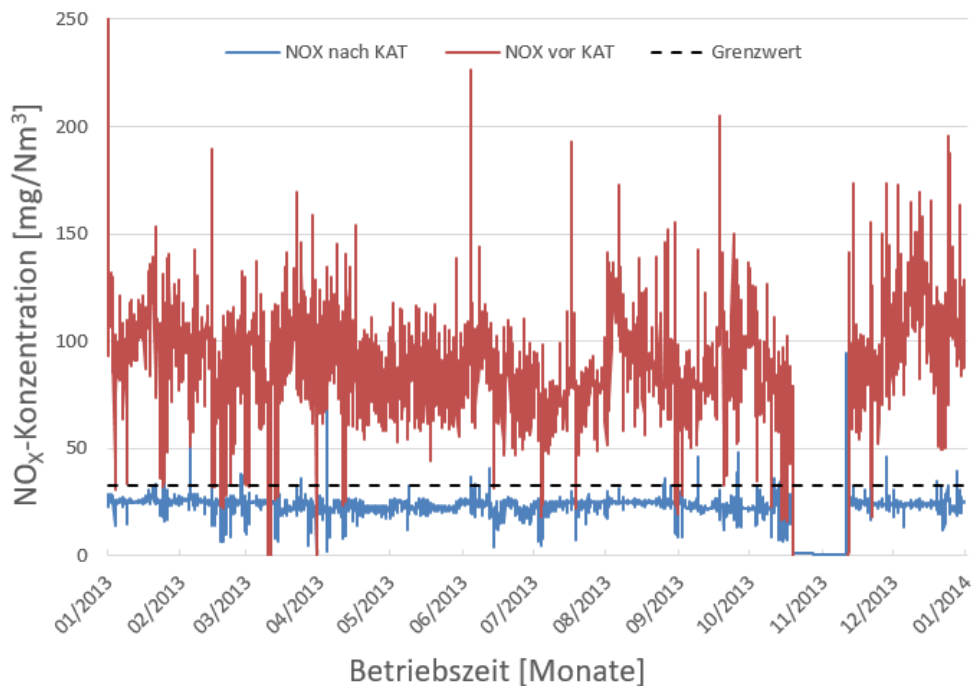


Abbildung 110 - NO_x -Konzentrationen Betriebsjahr 2013 (Stundenmittelwerte)

Ein weiterer Grund für die hohe Stickoxidentwicklung ist der hohe prozentuelle Anteil an Koksgas im Verhältnis zu Gichtgas. Auf Grund des höheren Heizwertes verbrennt Koksgas

deutlich heißer als Gichtgas, was eine verstärkte Bildung von thermischem NO_x zur Folge hat. Dieser Zusammenhang ist deutlich in den Betriebsdaten erkennbar. Abbildung 111 zeigt NO_x -Konzentrationen nach der Verbrennung über den nach der Koksgasmenge geordneten Betriebsstunden.

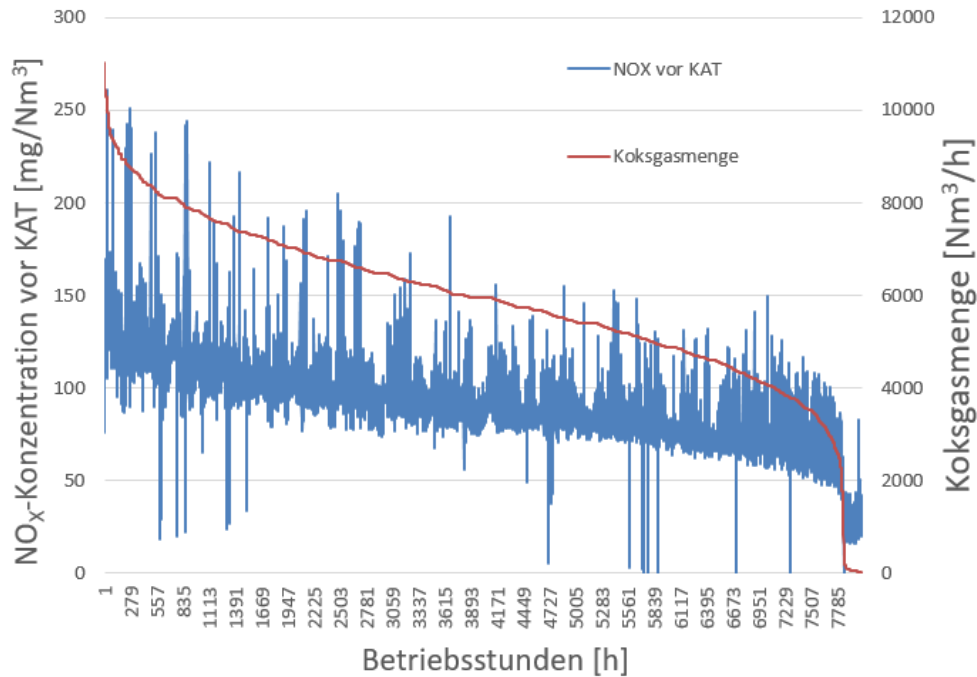


Abbildung 111 - NO_x -Konzentration geordnet nach Koksgasmenge

Trägt man die NO_x -Konzentration über der Koksgasmenge auf, wie in Abbildung 112 dargestellt, ist der Zusammenhang noch deutlicher erkennbar.

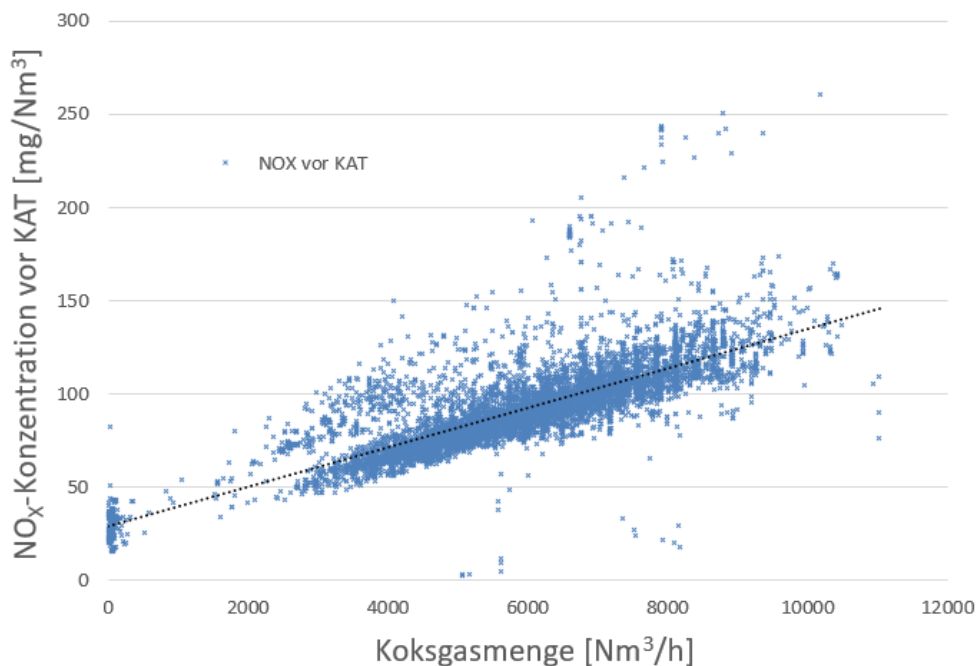


Abbildung 112 - NO_x -Konzentration in Abhängigkeit der Koksgasmenge

Neben reaktionsbeschleunigenden Komponenten können auch andere Komponenten die SO_3 -Bildung minimieren. Durch die Anwesenheit von reaktivem Staub im Rauchgas kann es teilweise zu einer Bindung des Schwefels kommen und somit eine Reaktion zu SO_2 verhindert werden. Der Staub des Gichtgases enthält beträchtliche Mengen an Zink, das als „Schwefelfänger“ agiert und somit zu einer starken Eigenanbindung führen kann. Das Phänomen ist aus dem Bereich der kohlegefeuerten Anlagen bekannt. Berechnungen zeigen aber, dass Zink im Gichtgas bestenfalls den im Staub selbst mitgeführten Schwefel binden kann. Ein nennenswerter Beitrag zur Einbindung des Schwefels im Koksgas ist somit nicht möglich. [50]

Neben den Stickoxidmessungen ist bei Block 01 auch eine SO_2 -Messung im Kamin installiert. Die Daten aus dem Jahr 2013 zeigen einen eindeutigen Zusammenhang zwischen dem Erdgaseinsatz und der Schwefeldioxidkonzentration im Rauchgas (siehe Abbildung 113 und Abbildung 114). Mit steigendem Erdgasanteil sinken die SO_2 -Werte deutlich. Trotz dem laut Gasmessungen deutlich höheren Schwefelanteil im Koksgas ist ein eindeutiger Zusammenhang der SO_2 -Konzentrationen mit Koksgas in den Betriebsdaten nicht festzustellen. Bei verschiedensten Kombinationen Koksgas/Gichtgas bleiben die Schwefeldioxidwerte nahezu konstant. Eine eindeutige Aussage ist aus den Betriebsmessungen nicht zu treffen.

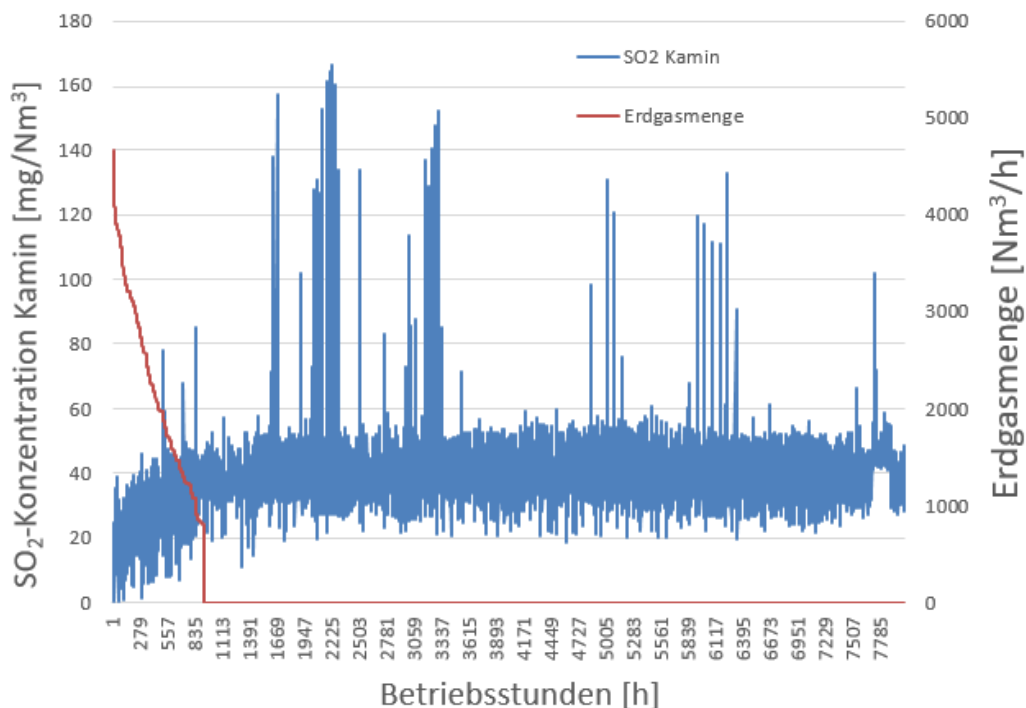


Abbildung 113 - SO_2 -Konzentration geordnet nach Erdgasmenge

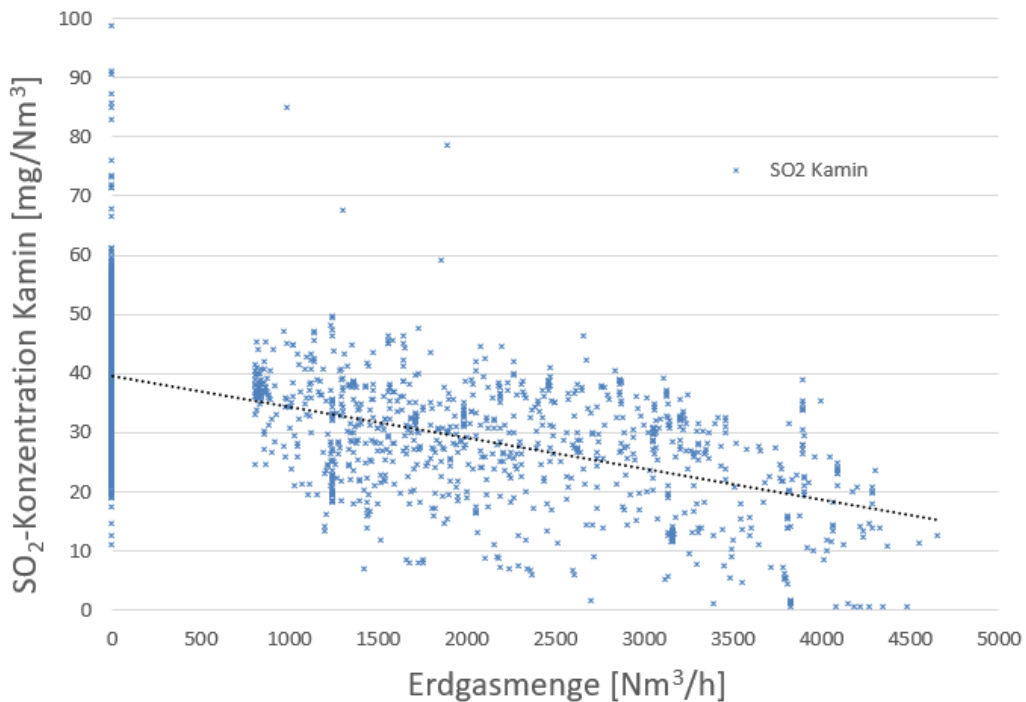


Abbildung 114 - SO₂-Konzentration in Abhängigkeit der Erdgasmenge

5.1.3.1.3 Schwefelsäurebildung & Schwefelsäuretaupunkt

Unter Einwirkung des im Rauchgas in sehr großem Überschuss vorhandenen Wasserdampfes reagiert Schwefeldioxid gemäß Gleichung [5-22] zu Schwefelsäure H₂SO₄.



Reine Schwefelsäure ist eine farblose, wasserhelle, viskose Flüssigkeit mit einem Schmelzpunkt von 10,4°C und einen Siedepunkt von 279,6°C. Schwefelsäure zeichnet sich unter anderem durch ihre starke hygroskopische Wirkung aus. Das Gemisch H₂SO₄ und H₂O wird in der Literatur als „Wässrige Schwefelsäure“ bezeichnet und wird in Massenprozent H₂SO₄ definiert. Obwohl beide Gemische letztendlich aus Wasser und Schwefeltrioxid bestehen, wird in der Literatur weiters noch die „rauchende Schwefelsäure“, auch „Oleum“ genannt, unterschieden. Oleum entsteht bei der Lösung von SO₃ von H₂SO₄ und wird als in Massenprozent gelöstes SO₃ (sogenanntes „freies SO₃“) in 100%iger Schwefelsäure H₂SO₄ angeben. [75]

Wie in Gleichung [5-22] beschrieben kommt es im Rauchgas zu einer Reaktion von vorhandenem SO₃ zu H₂SO₄. Diese Reaktion beginnt, abhängig vom Partialdruck des Wassers im Rauchgas, in einem Temperaturbereich von 450 bis 550°C und endet bei Temperaturen deutlich unter 200°C (siehe Abbildung 115). Kinetisch betrachtet kann man daraus schließen, dass die Reaktionsgeschwindigkeiten in dem Temperaturbereich zwischen 400 und 250°C am größten sind und unterhalb von ca. 250°C, im Bereich der zu erwartenden Taupunkte, stark abnehmen [77]. Abbildung 116 zeigt das Siedediagramm bei Atmosphärendruck in Abhängigkeit der Massenkonzentration von Schwefelsäure. Wie bei

Zweistoffgemischen üblich fallen Siedelinie (Kurve a) und Taulinie (Kurve b) nicht zusammen, sondern bilden eine Schleife. Mit zunehmender Konzentration steigt die Siedetemperatur anfangs steil an und erreicht bei 98,3 Massenprozent H_2SO_4 ein Maximum bei ca. 339°C. [75]

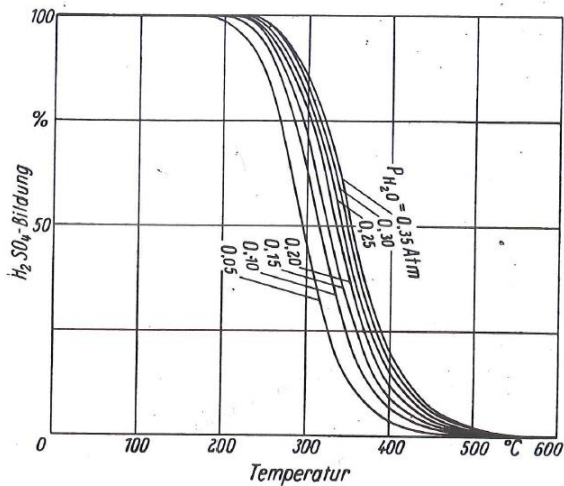


Abbildung 115 - H_2SO_4 -Bildung in Abhängigkeit der Temperatur bei verschiedenen Wasserdampfdrücken [77]

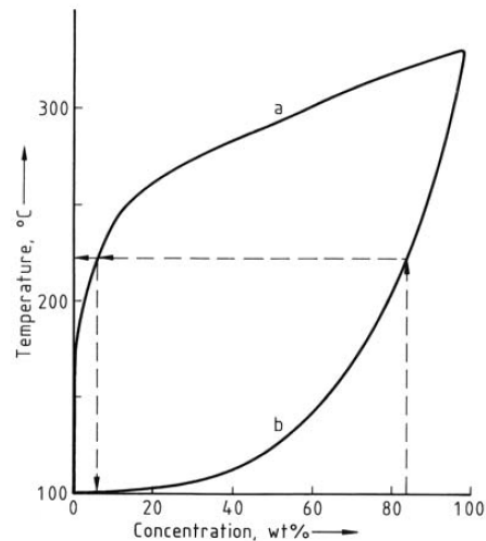


Abbildung 116 - Siedediagramm von Schwefelsäure bei 1,013 bar [78]

Zur Vermeidung von Korrosion sind sowohl die Rauchgastemperaturen als auch alle dem Rauchgas ausgesetzten Kesselbauteile über dem Säuretaupunkt zu halten. Da die Rauchgastemperaturen bei Heizflächen stets über den Rohrwandtemperaturen liegen, genügt es, wenn die Rohrwandtemperaturen der kalten Heizflächen über dem Säuretaupunkt liegen. Bei den wassergekühlten Heizflächen, wie sie bei Block 01 vorliegen, wird die Rohrwandtemperatur hauptsächlich von der Wassertemperatur bestimmt, da der Wärmeübergang auf der Wasserseite des Rohres deutlich über dem der Rauchgasseite liegt. Als gute Näherung kann als Rohrwandtemperatur die Wassertemperatur angenommen werden. Um eine Aussage über den Einfluss des Schwefelsäuretaupunkts auf das Verschmutzungsbild treffen zu können, wurde auf Basis der gemittelten Brennstoffanalysen und des Brennstoffmixes auf Jahreslastgangsbasis der Säuretaupunkt rechnerisch ermittelt. Dabei wurde zuerst der SO_2 -Gehalt im Kamin errechnet, wobei von einer 100%igen Umwandlung des eingebrachten Schwefels in SO_2 ausgegangen wurde. Neben einer Rechnung auf Basis des über das Jahr gemittelten Schwefelgehalts, wurden auch Rechnungen mit den Minimal- und Maximalwerten an Schwefel lt. Tabelle 4 durchgeführt. Abbildung 117 zeigt die Ergebnisse der Berechnungen sowie den gemessenen SO_2 -Gehalt im Kamin. Alle Angaben beziehen sich wieder auf 15 vol% Bezugssauerstoff trocken. Es ist zu sehen, dass in Anbetracht der großen Schwankungen des Schwefelgehalts und der starken Vereinfachungen durch die Mittelung die Messungen mit den Rechnungen gut übereinstimmen. Die Abweichungen des gerechneten Mittelwertes zur Messung können mit den Schwankungen gut erklärt werden, nahezu alle Messpunkte liegen zwischen den Berechnungen mit minimalen und maximalen Schwefelgehalten. Eine mögliche Erklärung für die leicht erhöhten berechneten Werte im Vergleich zu den gemessenen kann durch die

Vernachlässigung der SO₂-SO₃-Konversion und durch Selbstentschwefelungseffekte durch z.B. Zink gegeben werden.

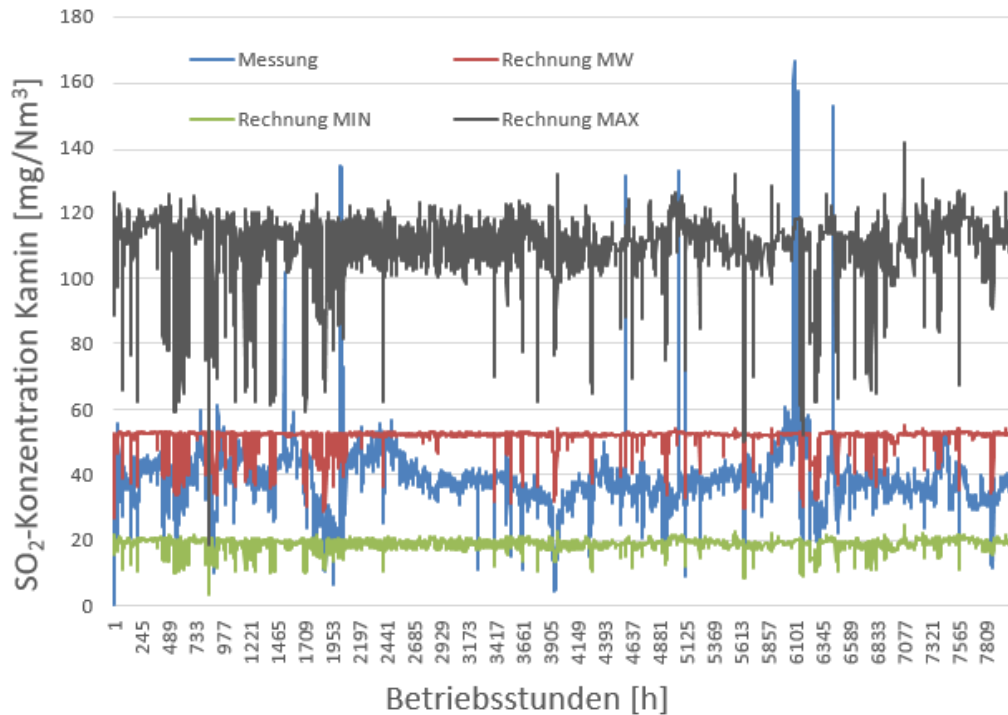


Abbildung 117 - Vergleich SO₂ Gehalt Rechnung – Messung

In weiterer Folge wurde auf Basis des gerechneten Schwefeldioxid-Gehalts auf den Säuretaupunkt geschlossen. Dazu wurden vier gängige Ansätze aus der Literatur verwendet, die im Folgenden angeführt sind. Den Berechnungen wurde eine SO₂ – SO₃ Konversionsrate von 3 % zu Grunde gelegt.

Berechnung nach Verhoff and Banchemo (1974) [79]:

$$\frac{1000}{T_{H_2SO_4,TP}} = 2,276 - 0,02943 \ln p_{H_2O} - 0,0858 \ln p_{SO_3} + 0,0062 \ln p_{H_2O} \ln p_{SO_3} \quad [5-23]$$

Berechnung nach Okkes (1987) [80]:

$$T_{H_2SO_4,TP} = 203,25 + 27,6 \log p_{H_2O} + 10,83 \log p_{SO_3} + 1,06 (\log p_{SO_3} + 8)^{2,19} \quad [5-24]$$

Berechnung nach ZareNezhad (2009) [81]:

$$T_{H_2SO_4,TP} = 150 + 11,664 \ln p_{SO_3} + 8,1328 \ln p_{H_2O} - 0,383226 \ln p_{SO_3} \ln p_{H_2O} \quad [5-25]$$

Berechnung nach Haase und Borgmann (1981) [82]:

$$T_{H_2SO_4,TP} = 255 + 27,6 \log p_{H_2O} + 18,7 \log p_{SO_3} \quad [5-26]$$

Abbildung 118 zeigt einen Vergleich der vier verschiedenen Berechnungsarten.

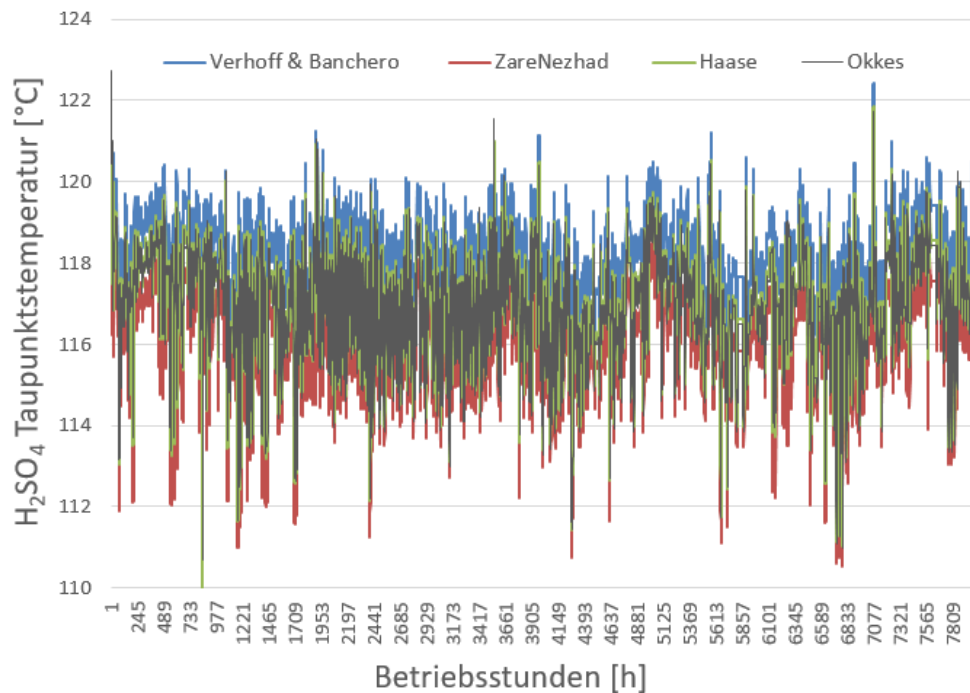


Abbildung 118 - Vergleich Berechnungsansätze Säuretaupunkt

Es ist ersichtlich, dass sich die einzelnen Berechnungsansätze um ca. 3 - 5°C unterscheiden. Für die weiteren Betrachtungen wurde ein konservativer Ansatz gewählt, in dem in jedem Betriebspunkt die Maximaltemperatur aus den vier Berechnungsarten gewählt wurde. Abbildung 119 zeigt die Ergebnisse der drei Varianten mit unterschiedlichen Schwefelgehalten (MW, MIN, MAX lt. Tabelle 4) der Brennstoffe.

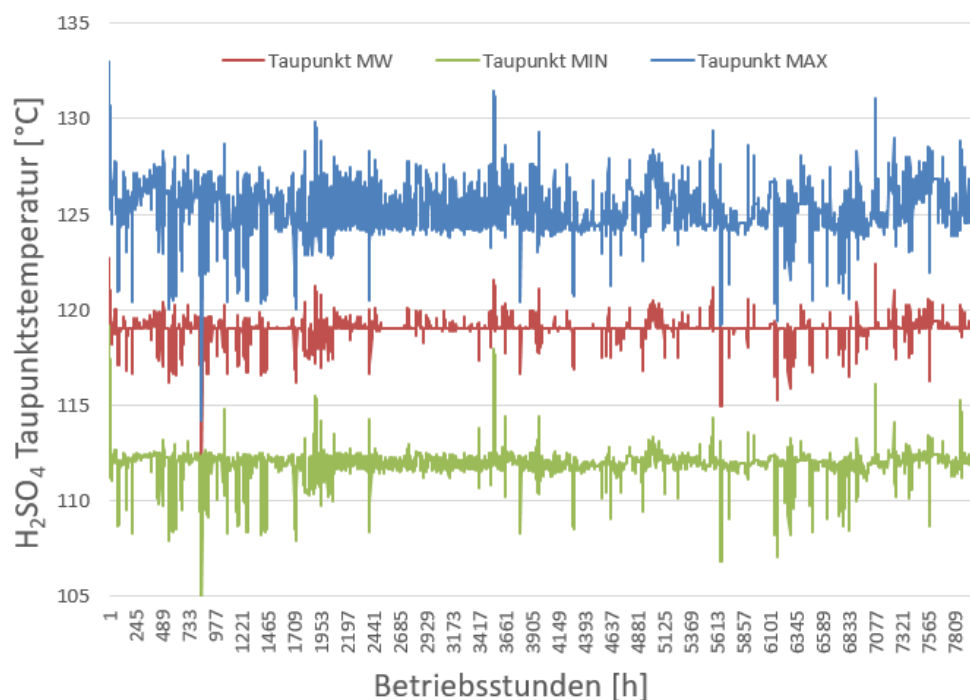


Abbildung 119 - Berechneter Säuretaupunkt
(Maximalwert der untersuchten Berechnungsansätze)

Die für das Jahr 2013 errechneten Säuretaupunkte befinden sich somit, je nach Brennstoffmix und Schwefelgehalt, in einem Temperaturbereich zwischen ca. 110 und 130°C. Im Vergleich dazu zeigt Tabelle 5 die berechneten Säuretaupunkte der 3 untersuchten GuD-Lastpunkte. Auf Grund des deutlich größeren Rauchgasvolumenstroms im GuD-Betrieb und dem im Verhältnis dazu geringeren Schwefeleintrag über die Hüttengase sind die SO_2 bzw. SO_3 Konzentration sowie die errechneten Säuretaupunkte deutlich niedriger.

Lastpunkt	Taupunkt MW	Taupunkt MIN	Taupunkt MAX
	[°C]	[°C]	[°C]
GuD	79,7	79,7	79,7
GuD min. Zusatzfeuerung	101,2	94,7	104,2
GuD max. Zusatzfeuerung	108,6	102,0	112,9

Tabelle 5 - Säuretaupunkt GuD-Lastpunkte

5.1.3.2 Diskussion Bildungsmechanismus Verschmutzung Zone I

Die Laboranalysen aus Zone I deuten auf hohe Anteile von Eisen(II)-sulfat FeSO_4 und „freier“ Schwefelsäure H_2SO_4 hin. Eisen(II)-sulfat ist ein zweiwertiges Salz der Schwefelsäure und ist in seiner reinsten Form hellblau. Eisen(II)-sulfat bildet bei Temperaturen unter ca. 300°C - 400°C durch Einlagerung von Wasser verschiedenste Hydratformen, wobei sich dabei das Zusammenspiel zwischen Fe_2SO_4 - SO_3 - H_2O als sehr komplexes und in der Literatur - speziell bei höheren Temperaturen - wenig beschriebenes System darstellt. Im Temperaturbereich von 50 bis 200°C wurde das System 1922 von Posnjak und Merwin [83] beschrieben. Sie beschreiben in dem untersuchten Temperaturbereich 10 verschiedene Hydratformen, wobei deren Auftreten in fester Phase in dem in Abbildung 120 gezeigten Phasengleichgewichtsdiagramm des Systems Fe_2SO_4 - SO_3 - H_2O dargestellt ist. [83] [75]

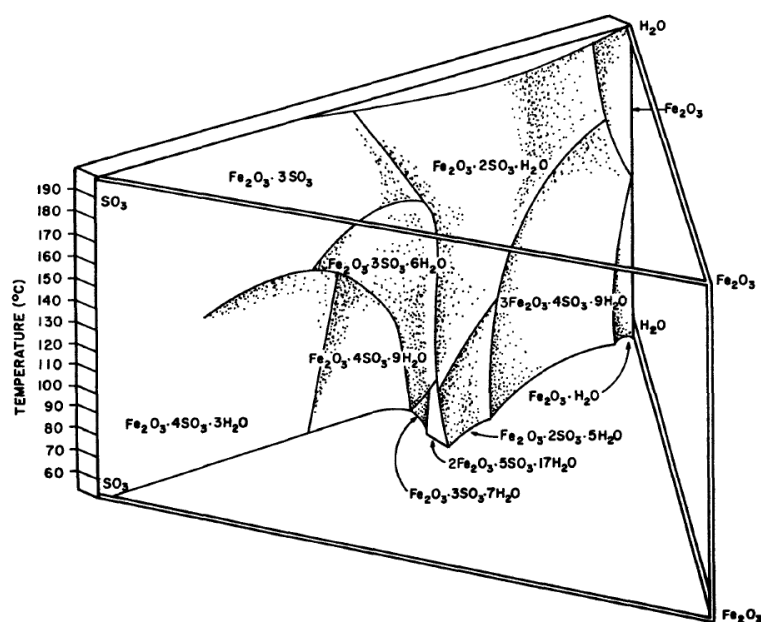


Abbildung 120 - System Fe_2O_3 - SO_3 - H_2O von 50°C bis 200°C [83]

Am häufigsten tritt Eisen(II)-sulfat bei Raumtemperatur und ausreichend Wasser in Form von Eisen(II)-sulfat-Heptahydrat $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$, d.h. angelagert mit 7 Molekülen H_2O , auf. Auf Grund der grünlichen Färbung des gebildeten Kristallwassers bei Einlagerung von H_2O wird Eisen(II)-sulfat auch Grünsalz genannt. Eisen(II)-sulfat-Heptahydrat hat einen Schmelzpunkt von 64°C und ist bei Raumtemperatur, wie sie auch bei der Probenentnahme vorlag, stabil. [75] Die Einlagerung des Wassers erfolgt unter Umständen beim Abkühlen und Nachbelüften des Kessels mit feuchter Umgebungsluft. In feuchter Atmosphäre bildet sich an der Oberfläche des Eisen(II)-sulfats bräunliches Eisen(III)-sulfat, was in gutem Einklang mit dem optischen Erscheinungsbild der Verschmutzung in diesem Bereich war. [75]

Voraussetzung für die Bildung von Eisen(II)-sulfat ist neben dem Vorhandensein von SO_3 (wurde bereits in Kapitel 5.1.3.1 beschrieben) der Eintrag von Eisenoxid in den Kessel. Ein sehr geringer Anteil an Eisenoxid kann durch die Umsetzung von Eisen(II)-sulfid entstehen (siehe Formeln [5-16] und [5-17]). Ein weitaus größerer Eintrag ist direkt in Form von Eisenoxiden wie FeO und Fe_2O_3 , die im Staub der Hüttengase mitgeführt werden, zu erwarten. Auf Grund des geringen Staubanteils der Brenngase ist aber von sehr geringen Mengen pro Nm^3 auszugehen. Die Gesamtfracht an Eisenoxid, resultierend aus der Brennstoffmenge über der Betriebszeit, kann aber beachtliche Mengen erreichen und wird daher als ausreichend für die Ausbildung der vorgefundenen Ablagerungen erachtet.

Der genaue Bildungsprozess bzw. eine Begründung für die Lokalisation der Ablagerungen kann leider mit dem derzeitigen Stand der Wissenschaft nicht hinreichend beschrieben werden. Das System $\text{Fe}_2\text{SO}_4 - \text{SO}_3 - \text{H}_2\text{O}$ über 250°C findet in der Literatur keine Beachtung. Es ist aber davon auszugehen, dass es sich um eine Reaktion von basischen Eisenoxiden mit saurem $\text{SO}_2/\text{H}_2\text{SO}_4$ -Gas handelt. Es ist anzunehmen, dass Eisenoxid dabei bei höheren Temperaturen gemäß den Gleichungen [5-27][5-28][5-29] mit dem Schwefeltrioxid katalytisch zu Eisen(II)-sulfat sowie zu Eisen(III)-sulfat reagiert.



Einflussfaktoren, wie die Schwefelkonzentration oder die Konzentration etwaiger anderer Schadstoffquellen, die an Bildungsreaktionen teilnehmen, spielen sicher eine entscheidende Rolle bei der Entstehung der Ablagerungen. Sollte es sich um eine Gleichgewichtsreaktion handeln, ist es entscheidend, wie gut eine schädliche Komponente aus dem Gleichgewicht entfernt werden kann bzw. was den Gleichgewichtszustand effektiv in Richtung Produkt verschiebt. Es muss auch davon ausgegangen werden, dass die beobachteten Ablagerungen auch zu einer Förderung der SO_3 -Bildung führen, da ständig SO_3 vom Gleichgewichtszustand entnommen wird und sich ein neuer Gleichgewichtszustand unter Bildung von SO_3 einstellen will. Auf Grund des lokal sehr abgegrenzten Erscheinungsbildes der Ablagerungen im Bereich der NH_3 -Eindüsung muss auch von einem Zusammenhang mit dieser ausgegangen werden. Da die Laboranalysen aber kein Anzeichen auf Beteiligung von Ammoniak aufweisen, spielt möglicherweise eine lokale Abkühlung des Rauchgases durch die „kalte“ Trägerluft eine Rolle.

Möglicherweise ist auch der lokal geänderte Sauerstoffgehalt als Folge der Trägerluft relevant. Das Phänomen der Thermodiffusion ist als Erklärung für das Ausscheiden der Eisensulfate denkbar, wobei hier die Literatur in Zusammenhang mit Eisensulfaten keine Anhaltspunkte liefert. Das entstandene Eisen(II)-sulfat wird dann, wie eingangs schon beschrieben, bei Abkühlung Wasser einlagern. Als direktes Kondensationsprodukt ist weiters auch „freie“ Schwefelsäure zu erwarten, was sehr gut zu den Laboranalysen passt. Eine klassische Schwefelsäurekorrosion wird auf Grund der hohen Rauchgastemperaturen von über 400°C in diesem Bereich ausgeschlossen, da die Bildung bzw. Zersetzung von H_2SO_4 sein Maximum bei 339°C besitzt [75]. Es wird davon ausgegangen, dass der sehr geringe Volumenstrom an kalter NH_3 -Trägerluft keine nennenswerte Abkühlung des Rauchgases verursacht, um eine nachhaltige Kondensation von Schwefelsäure zu ermöglichen.

5.1.3.3 Diskussion Bildungsmechanismus Verschmutzung Zone II

Neben den in Kapitel 5.1.1.2 beschriebenen Reaktionsgleichungen beim SCR-Verfahren sind auch unerwünschte Nebenreaktionen möglich. Überschüssiger Ammoniak kann mit Schwefeltrioxid zu Ammoniumsulfat $(NH_4)_2SO_4$ bzw. Ammoniumhydrogensulfat NH_4HSO_4 reagieren. Dabei zeigt speziell das Verhältnis $NH_3 - SO_3 - H_2O$ ein komplexes thermodynamisches Verhalten. In Abbildung 121 sind mögliche Reaktionen in Abhängigkeit der NH_3 - und SO_3 -Konzentration zu sehen.

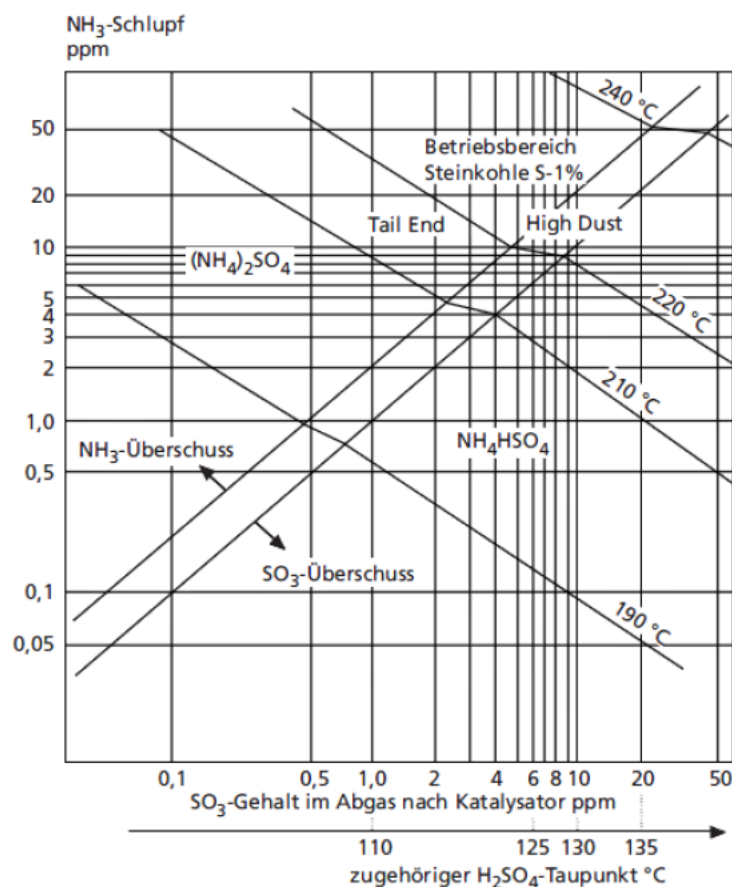


Abbildung 121 - Bildungstemperaturen von Ammoniumhydrogensulfat und Ammoniumsulfat in Abhängigkeit von der NH_3 - und SO_3 -Konzentration [84]

Bei stöchiometrischem oder überstöchiometrischem Verhältnis NH_3/SO_3 entsteht bei Kondensation Ammoniumsulfat $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$. Ammoniumsulfat ist ein farb- und geruchloses Salz und leicht wasserlöslich. Der Schmelzpunkt (Zersetzung) liegt bei ca. 235–280°C. [85]



Bei unterstöchiometrischem Verhältnis von NH_3/SO_3 kommt es zur Bildung von Ammoniumhydrogensulfat NH_4HSO_4 (oder auch Ammoniumbisulfat). Ammoniumhydrogensulfat bildet weiße, monokline, hygroskopische Kristalle. Der Schmelzpunkt befindet sich bei ca. 120°C. Im Gegensatz zu Ammoniumsulfat ist die Verbindung korrosiv. Die Lösung von 100 g Ammoniumhydrogensulfat in 1 l Wasser zeigt bei 20°C einen pH-Wert von 1, liegt also im stark sauren Bereich. [85]



Das Vorliegen von nicht unwesentlichen Mengen an SO_3 im Rauchgas wurde bereits im vorangegangenen Kapitel ausführlich beschrieben. Auch das Vorhandensein von überschüssigem NH_3 kann gut erklärt werden. Neben einem gewissen, unvermeidlichen NH_3 -Schlupf spielt mit Sicherheit die in Abbildung 101 eindeutig erkennbare Strahlenbildung eine wesentliche Rolle. Um in Bereichen hoher Durchströmung ausreichend NH_3 bereitzustellen, um die NO_x -Grenzwerte einhalten zu können, muss die Regelung die NH_3 -Menge erhöhen. Nachdem die Einbringung konstant über den Querschnitt verteilt erfolgt, wird auch in Bereichen geringer Durchströmung verstärkt Ammoniak eingebracht. Das dort lokal bereits vorherrschende überstöchiometrische Verhältnis NH_3/NO_x wird weiter erhöht und überschüssiges Ammoniak gelangt in den oberen Bereich des Kessels. Das lokale Ungleichgewicht in Bereichen niedriger Durchströmung verschärft wiederum die Strahlenbildung, da es in diesen Bereichen verstärkt zu Ablagerungen kommt.

Die oben angeführten Eigenschaften der Verbindungen stehen nicht nur hinsichtlich des optischen Erscheinungsbildes und der chemischen Zusammensetzung im Einklang mit dem beschriebenen Verschmutzungsbild, sondern es lässt sich mit Hilfe dieses Entstehungsmechanismus auch der Ort der Ablagerungen gut erklären. Bei hohen Temperaturen ($> 280^\circ\text{C}$), wie sie in den Bereichen Verdampfer, Überhitzer und Katalysator vorherrschen, liegen die Ammoniumsalze gasförmig vor und können sich somit nicht ablagern. Dies deckt sich auch sehr gut mit den Beobachtungen bei den Kesselbegehungen. Da die Temperaturen beim Katalysator deutlich über 300°C liegen, können negative Auswirkungen, wie die Abnahme der Aktivität durch Ablagerungen am Katalysator, wie sie bei SCR-Anlagen immer wieder zu enormen Problemen führen, bei Block 01 ausgeschlossen werden. Dies wurde auch durch die durchgeführten Katalysatoranalysen bestätigt. Erst bei niedrigeren Temperaturen, abhängig vom SO_x -Gehalt, sublimiert das Ammoniumsulfat aus und bildet salzartige Beläge (siehe Abbildung 122). Der Übergang in einen Temperaturbereich unter 280°C passiert im Kessel im Bereich des Economisers und deckt sich somit mit dem Bereich der festgestellten Ablagerungen. [71]

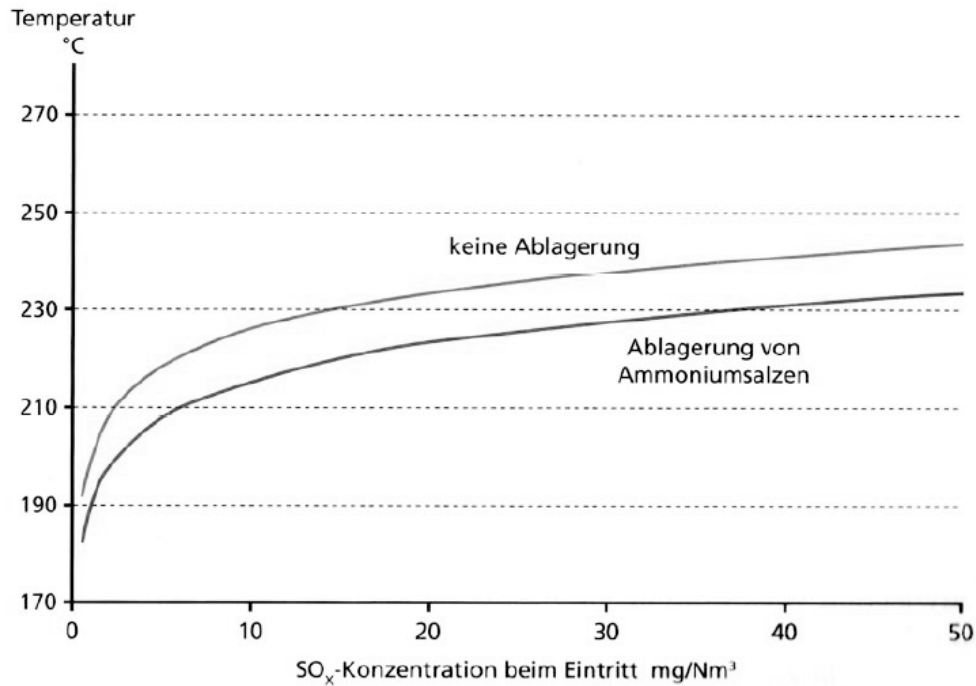
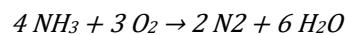


Abbildung 122 - Ausfall von Ammoniumsulfaten in Abhängigkeit der NO_x-Konzentration [86]

Die Leckagen in Zone II, wie in Abbildung 103 zu sehen, können einerseits durch das korrosive Verhalten des Ammoniumhydrogensulfats oder andererseits durch eine klassische Schwefelsäurekorrosion entstanden sein. Auch wenn bei der visuellen Begutachtung des Kessels nur geringfügige Anzeichen für eine Schwefelsäurekorrosion festzustellen waren, muss diese eine wesentliche Rolle bei der Entstehung der Leckagen gespielt haben. Der Economiser sowie die Kondensatvorwärmerschleife wurden bei Temperaturen um 105°C, die Fernwärmeschleife bei ca. 110°C, betrieben. Die Berechnungen aus Kapitel 5.1.3.1.3 zeigen aber Abhängig vom Brennstoffmix einen Säuretaupunkt im Bereich um 120°C, wobei Spitzen bis 125 – 130°C nicht ausgeschlossen werden können.

Neben der Bildung von Ammoniumsulfat und Ammoniumhydrogensulfat, sowie der in Kapitel 5.1.3.1 beschriebenen SO₂/SO₃-Konversion, ist noch eine weitere unerwünschte Nebenreaktion am Katalysator möglich. Ammoniak kann mit Restsauerstoff zu Stickstoff N₂ und Wasserdampf H₂O reagieren. Diese Nebenreaktion führt zu einem erhöhten NH₃ Verbrauch.



[5-32]

Die Laborergebnisse zeigten in Zone II auch beträchtliche Mengen an Eisen(III)-sulfat. Dessen Bildung ist vermutlich auf ähnliche Mechanismen wie bereits im Kapitel 5.1.3.2 diskutiert, zurückzuführen.

5.1.4 Mögliche Abhilfemaßnahmen

5.1.4.1 Maßnahmen zur NO_x-Reduktion

Wie in Kapitel 5.1.3.1 beschrieben, begünstigt ein hohes NO_x-Niveau die SO₃-Bildung und trägt somit wahrscheinlich zu einem wesentlichen Teil zur erwähnten Kesselverschmutzung bei. Sowohl in Zone I als auch in Zone II spielt der SO₃-Gehalt eine entscheidende Rolle bei der Entstehung der Ablagerungen. Nicht nur die erhöhte SO₃-Konversion, sondern auch die hohen Stickoxidwerte haben direkt Einfluss auf die Verschmutzung, da die Rauchgasreinigung deutlich größere Mengen an Ammoniak einbringen muss, was wiederum die Ablagerungen in Zone II negativ beeinflusst. Wie bereits in Kapitel 5.1.3.1.2 beschrieben liegt der NO_x-Gehalt bei Block 01 im Frischluftbetrieb sehr deutlich über dem von vergleichbaren Anlagen am Standort Linz, die trotz ähnlicher Brennstoffmische keine Verschmutzungsprobleme aufweisen. Dies wiederum könnte auf einen Zusammenhang mit den Stickoxiden hindeuten. Daher werden in diesem Kapitel Maßnahmen diskutiert, die darauf abzielen, die NO_x-Entstehung bereits in der Verbrennung zu reduzieren. Man spricht dabei von primären Maßnahmen. Als sekundäre Maßnahmen werden chemische Verfahren bezeichnet, die NO_x-Emissionen im weiteren Rauchgasweg entfernen. Auf diese Maßnahmen wurde bereits im Kapitel 5.1.1.2 näher eingegangen. Die in Kapitel 5.1.1.1 beschriebenen Mechanismen zur NO_x-Bildung werden durch verschiedene Einflussgrößen geprägt. Im Wesentliche sind dies [58]:

- Flammentemperatur
- Sauerstoffangebot
- Verweilzeit der Reaktionspartner im Flammenbereich
- Brennstoffeigenschaften

Im Folgenden wird auf die einzelnen Einflussgrößen nochmals im Detail eingegangen und deren Einfluss auf die NO_x-Entstehung bzw. auch darauf basierender Möglichkeiten zur NO_x-Reduktion bei Block 01 diskutiert.

Reduktion der Flammentemperatur – Rauchgasrezirkulation

Eine wesentliche Kenngröße bei der Verbrennung ist die adiabate Verbrennungstemperatur. Diese Flammentemperatur würde sich einstellen, wenn keine Strahlungsenergie in der Brennkammer entzogen würde. Sie ist abhängig vom Brennstoff, seinem Heizwert und der Verbrennungsluftmenge. In der Realität wird aber in der Brennkammer Strahlungsenergie entzogen und somit stellt sich eine Flammentemperatur ein, die niedriger liegt als die adiabate Flammentemperatur. Die Temperatur ist abhängig von der Brennkammergröße und der Volumenbelastung. Da aber eine Veränderung der Brennkammerheizflächen bei der bestehenden Anlage nur sehr schwer umsetzbar erschien, wurde von dieser Option Abstand genommen. Eine weitere Möglichkeit, um die Flammentemperatur zu beeinflussen, ist die Beimischung von kaltem Rauchgas in die Brennkammer. Man spricht dabei auch von Rauchgasrezirkulation (Rezi). Auf diese Möglichkeit soll nun in diesem Kapitel noch genauer eingegangen werden.

Durch die Konfiguration der bestehenden Anlage scheint es sinnvoll, das Rauchgas nach der letzten Kesselheizfläche zu entnehmen, über ein zusätzliches Gebläse in den Abgaskanal der Gasturbine zu führen und somit direkt über die Brenner in die Brennkammer einzubringen. Eine Zuführung des Rauchgases zur Verbrennungsluft ist nicht möglich, da sich das Frischluftgebläse bereits an seiner Leistungsgrenze befindet. Bei den nachfolgenden Untersuchungen wurde die Rezi-Menge, d.h. die Menge an rückgeführtem Rauchgas in Prozent der Verbrennungsluftmenge, variiert und der Einfluss auf die Anlage untersucht. Folgende Zusammenhänge wurden festgestellt:

- Der Rauchgas-seitige Druckverlust im Kessel steigt mit steigender Rezi-Menge durch die größere Rauchgasmenge geringfügig an. (Steigerung der Rauchgasmenge siehe Abbildung 124). Da aber der Rauchgaskanal für die im GuD-Betrieb ca. 3-fache Rauchgasmenge dimensioniert ist, ist der Druckverlustanstieg sehr gering und die Leistung des bestehenden Frischlüfters ausreichend.
- Die notwendige Antriebsleistung für das Rezi-Gebläse hat keinen nennenswerten Einfluss auf den Eigenbedarf. Bei einer Rezi-Menge von ca. 10 % muss eine Druckerhöhung von ca. 20 mbar bewerkstelligt werden. Dazu wird eine Antriebsleistung von etwa 15 kW benötigt. Bei einer Rezi-Menge von 60 % ist eine Leistung von ca. 100 kW notwendig.
- Mit steigender Rezi-Menge fällt die adiabate Verbrennungstemperatur beträchtlich. Mit nur 10 % Rezi-Menge kann sie um ca. 100°C reduziert werden. Auch die Rauchgastemperatur beim Brennkammeraustritt sinkt deutlich, wenn auch nicht so beträchtlich wie die adiabate Verbrennungstemperatur (siehe Abbildung 123).

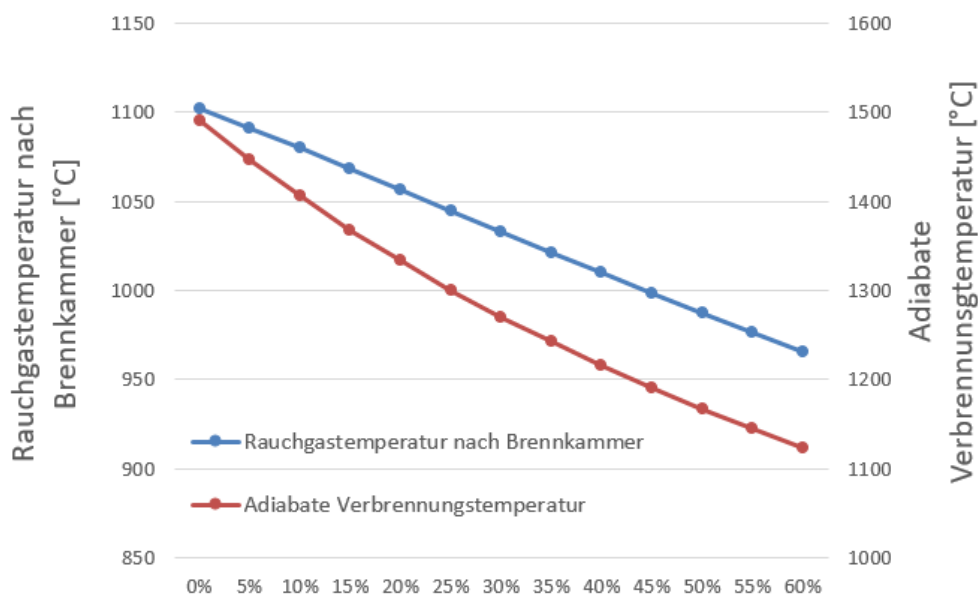


Abbildung 123 - Brennkammertemperaturen in Abhängigkeit von der Rezi-Menge

- Die Kamintemperatur steigt mit zunehmender Rezi-Menge deutlich an, da auf Grund der niedrigeren Temperaturen nach Brennkammer die Überhitzerheizflächen weniger Wärmeleistung aufnehmen (siehe Abbildung 124).

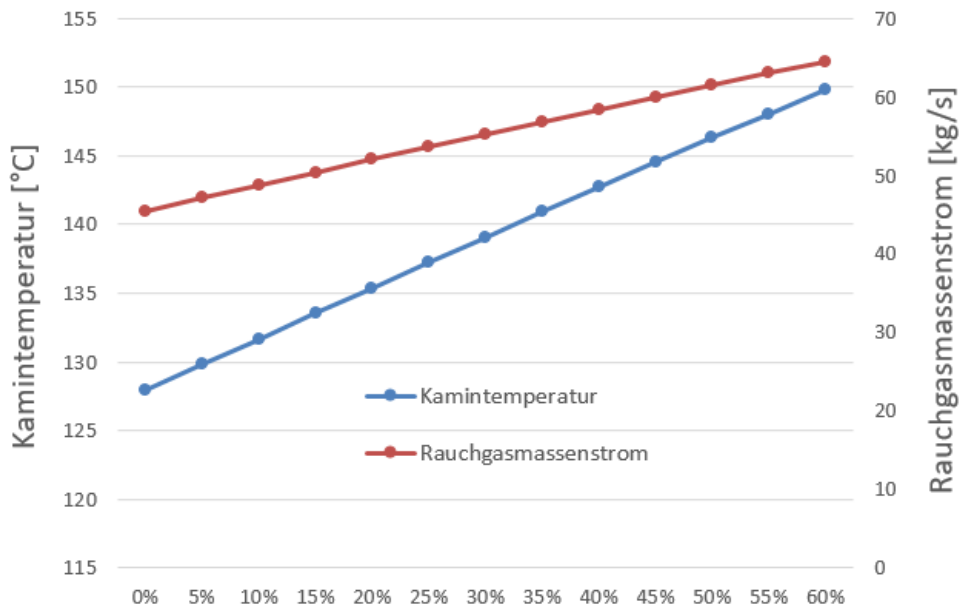


Abbildung 124 - Kamintemperatur & Rauchgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Rezi-Menge

- Auf Grund der höheren Rauchgasverluste resultierend aus den höheren Kamintemperaturen verschlechtert sich der Kesselwirkungsgrad. Der schlechtere Kesselwirkungsgrad führt in weiterer Folge zu einer Erniedrigung des Blockwirkungsgrades bei höheren Rezi-Mengen (siehe Abbildung 125).

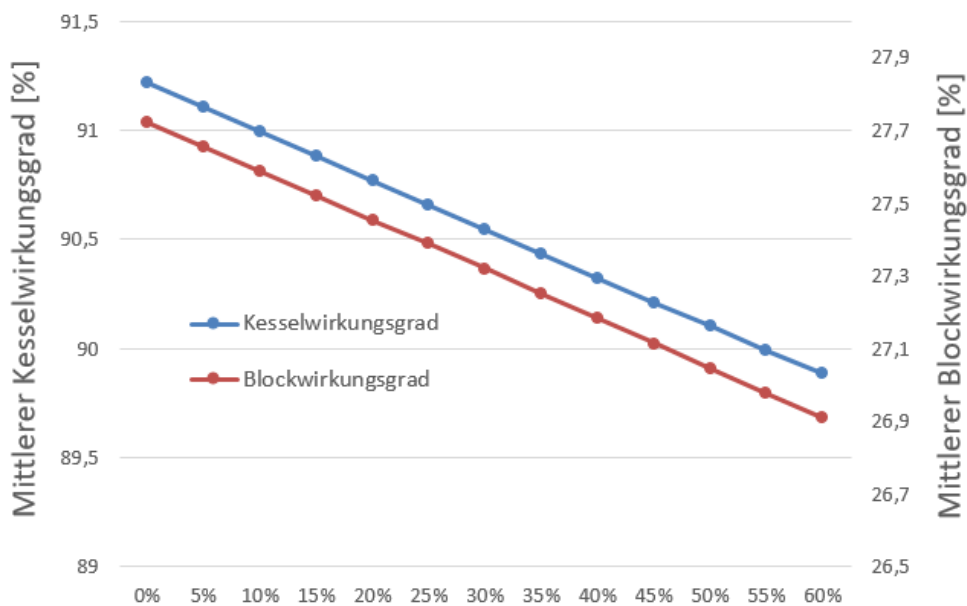


Abbildung 125 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Rezi-Menge

- Durch den schlechteren Blockwirkungsgrad sinkt auch die Stromausbeute im Untersuchungszeitraum (siehe Abbildung 126).

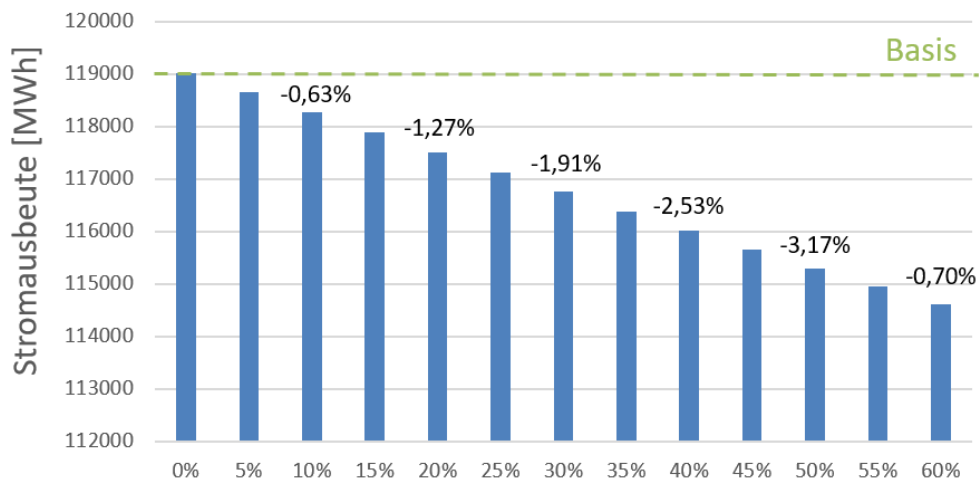


Abbildung 126 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Rezi-Menge

- Die zu erwartende Reduktion der Stickoxidemissionen auf Grund der Reduktion der Brennkammertemperaturen kann auf Basis des thermodynamischen Modells leider nicht vorhergesagt werden bzw. ist generell rechnerisch nur sehr bedingt zugänglich. Einen Anhaltspunkt können empirisch ermittelte Zusammenhänge, wie z.B. in Abbildung 99 zu sehen, geben.

Sauerstoffangebot

Das Sauerstoffangebot im Feuerraum hat einen entscheidenden Einfluss auf die NO_x -Entstehung. Durch eine Reduktion des Sauerstoffes kann die NO_x -Bildung erheblich reduziert werden. Wie schon im Kapitel 4.1.4 beschrieben ist eine Variation des Luftüberschusses λ nur innerhalb enger Grenzen möglich, da bei Verringerung des Luftüberschusses die CO-Produktion stark zunimmt. Auf Basis diverser Versuchsfahren wurde von einer weiteren Verringerung des Luftüberschusses Abstand genommen, da eine weitere Reduktion aus praktischen Gründen nicht umsetzbar erschien. Speziell die zum Teil stark schwankenden Heizwerte der Hüttengase machten eine weitere Reduktion, ohne nicht auch eine kurzfristige Überschreitung der CO-Grenzwerte in Kauf zu nehmen, unmöglich.

Verweilzeit der Reaktionspartner im Flammenbereich

Eine weitere Möglichkeit, um die NO_x -Entstehung zu beeinflussen, wäre zum Beispiel eine stufenweise Verbrennung vorzunehmen und so eine Streckung des Verbrennungsablaufs zu erreichen und die Verweilzeit zu verlängern. Wird der Brennstoff zuerst in einer Zone mit leicht unterstöchiometrischem Luftverhältnis verbrannt und erst später dem homogen durchgemischten Rauchgas zugeführt, kann eine deutliche Reduktion der NO_x -Emissionen erreicht werden. Bei der unterstöchiometrischen Verbrennung zeigt die Rauchgaszusammensetzung in dieser Zone hohe Konzentrationen an unverbrannten

Kohlenwasserstoffen und an Kohlenmonoxid. Dadurch wird einerseits die Flammentemperatur herabgesetzt und somit die thermische NO_x -Bildung minimiert, andererseits die Umwandlung von elementar gebundenem Stickstoff im Brennstoff zu NO_x reduziert. In der zweiten Verbrennungsstufe wird dann eine ausreichende Versorgung und Durchmischung mit Verbrennungsluft gewährleistet, damit der teilverbrannte Brennstoff umgesetzt wird. Auf die richtige Wahl der Verbrennungstemperatur in diesem Bereich muss dabei speziell geachtet werden. Einerseits muss diese so hoch gewählt werden, dass eine vollständige Verbrennung sichergestellt ist, andererseits darf sie auch nicht zu hoch sein, um eine thermische NO_x -Bildung zu begünstigen. [58] [65]

Bei Block 01 scheint hier mit Abstand das größte Verbesserungspotenzial vorhanden zu sein. Die als Zusatzfeuerung gedachten Brenner bei Block 01 sind ohne NO_x -reduzierende Primärmaßnahmen ausgeführt, was auch die beträchtlichen Unterschiede zu den vergleichbaren Anlagen am Standort in Linz erklärt. Die einzelnen Brenner sind weder mit einer auf minimale Stickoxidwerte optimierten Luftführung mittels Mantel- und Kernluft ausgeführt, noch gibt es eine Abstimmung der zwei Brennebenen zueinander in Form einer gestuften Verbrennung. Da jegliche Änderung an den Brennern eine komplette Erneuerung und einen Umbau des gesamten Brennersystems inklusive Brennstoffzufuhr bedeuten würde, wurde allerdings von weiteren Untersuchungen Abstand genommen.

Brennstoffeigenschaften

Eine weitere Möglichkeit, um Einfluss auf die NO_x -Werte zu nehmen, könnte theoretisch durch eine Veränderung der Brennstoffeigenschaften erreicht werden. Da auf die Brennstoffqualität aber kein Einfluss genommen werden kann, wird auf eine nähere Betrachtung dieser Einflussgröße verzichtet.

5.1.4.2 Maßnahmen zur Erhöhung des Temperaturniveaus im Kessel

Speziell die Schäden in Form von Leckagen durch korrosiven Angriff am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers lassen sich durch eine Erhöhung des Temperaturniveaus weitgehend ausschließen. Wie in Kapitel 5.1.3.1.3 gezeigt, liegen die Schwefelsäuretaupunktstemperaturen - abhängig vom Schwefelgehalt des Brennstoffs - in einem Temperaturbereich zwischen 110 und 130°C. Neben der Schwefelsäure zeigt auch das in Zone II vorgefundene Ammoniumhydrogensulfat ein korrosives Verhalten. Der Schmelzpunkt von Ammoniumhydrogensulfat liegt bei ca. 120°C. Wird konstruktiv oder betrieblich ausgeschlossen, dass Bauteil- oder Rauchgastemperaturen diese Taupunkte unterschreiten, können Schäden auf Grund von korrosivem Angriff durch Schwefelsäure oder Ammoniumhydrogensulfat ausgeschlossen werden. Die konstruktiven Möglichkeiten werden im Detail in Kapitel 4.2.4 und 4.4 erläutert.

In Verschmutzungszone I liegt der Verdacht nahe, dass die kalte NH_3 -Trägerluft das Verschmutzungsproblem negativ beeinflusst (siehe auch Kapitel 5.1.3.2). Aus diesem Grund wird eine Vorwärmung der Trägerluft auf ca. 180-200°C als sinnvoll erachtet. Eine konstruktive Umsetzung mittels Wärmetauscher unmittelbar nach den Tragluftgebläsen und noch vor der

Ammoniak einbringung in die Trägerluft scheint hier am sinnvollsten. Als Energiequelle für den Vorwärmer bietet sich 19-bar-Dampf an.

5.1.4.3 DENOX Optimierung

Speziell die Verschmutzungsproblematik in Zone II steht in direktem Zusammenhang mit der Funktion und Wirkungsweise der DeNOx bzw. im Speziellen der NH₃-Eindüsung. Eine homogene Durchmischung des eingebrachten Ammoniaks mit dem Rauchgas ist essenziell, um eine einwandfreie Funktion der Rauchgasreinigungsanlage mit minimalen Emissionswerten bei möglichst geringem Ammoniak schlupf zu erreichen. Die vorgefundene Strahlenbildung sowie die Art der Ablagerungen deuten hier auf ein vorhandenes Optimierungspotenzial hin. Aus diesem Grund werden in diesem Kapitel mehrere Maßnahmen diskutiert, die bei der Funktionsweise der Rauchgasreinigung ansetzen.

Designoptimierung am NH₃-Eindüsesystem

Um detaillierte Informationen zur Funktionsweise der Rauchgasreinigung zu erlangen und Optimierungspotenziale ausfindig zu machen, wurde von der Fa. Andritz eine CFD-Simulation [87] mit dem Softwarepaket ANSYS Fluent 13.0 durchgeführt, deren Ergebnisse nachfolgend vorgestellt werden sollen. Spezielles Augenmerk wurde dabei auf den Bereich des Eindüsegitters (siehe Abbildung 127 und Abbildung 128) gelegt.



Abbildung 127 - NH₃-Eindüseverrohrung Kessel innen (3 Lanzen)



Abbildung 128 - NH₃-Eindüseverrohrung Kessel außen (7 Lanzen, halber Kessel)

Zu Beginn der Untersuchungen wurde das Strömungsverhalten eines einzelnen Verteilerrohrsystems näher betrachtet. Abbildung 129 und Abbildung 130 zeigen die dazugehörige Simulationsgeometrie im ANSYS Fluent. Das Modell besteht im Detail aus einem Verteiler, der den Strom auf die zwei Lanzen aufteilt, jeweils einen Sammler pro Lanze und vier Verteilerrohre pro Lanze. Am obersten Verteilerrohr sind im Abstand von 75 mm Bohrungen beidseitig im Winkel von 45° in Strömungsrichtung angebracht (siehe Abbildung 136), die das Ammoniakluftgemisch in den Rauchgasweg einbringen. Das oberste Verteilerrohr ist insgesamt in vier Teilbereiche (Felder) getrennt. Das erste Feld wird über das oberste Rohr versorgt, die anderen jeweils über eines der unteren Verteilerrohre.

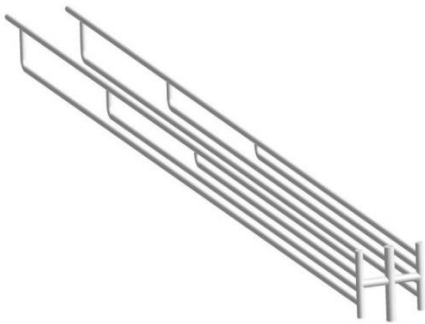


Abbildung 129 - Simulationsgeometrie von zwei Verteilerlanzen [87]

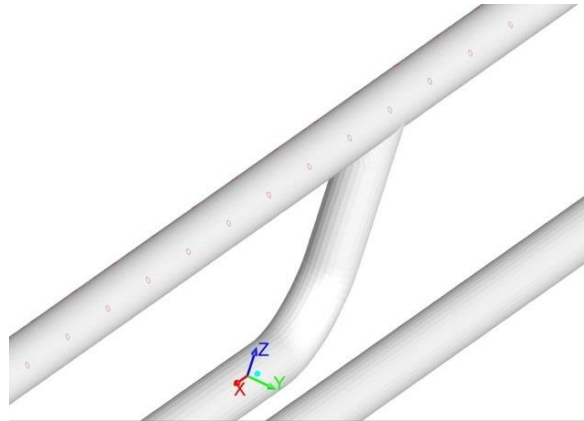


Abbildung 130 – Simulationsgeometrie (Lage der Bohrungen) [87]

Für die Berechnungen wurden zwei unterschiedliche Lastfälle im Frischluftbetrieb herangezogen - ein Vollastpunkt und ein Teillastpunkt. Die Randbedingungen für die Berechnungen wie Geschwindigkeiten, Mengen und Gaszusammensetzungen wurden aus detaillierten Kesselrechnungen übernommen. Die Ergebnisse zeigen eine sehr gleichmäßige Verteilung des Ammoniak-Luft-Gemisches, sowohl innerhalb der Verteilerrohre (wie in Abbildung 131 zu sehen), als auch beim Austritt in den Rauchgaskanal. Voraussetzung ist dabei eine konstante Anzahl an Löchern pro Feld. Eine Verschmutzung bzw. eine Verstopfung von Löchern, wie auch im Zusammenhang mit der Verschmutzungsproblematik festgestellt wurde, führt unweigerlich zu Schief lagen. Weiters ist eine saubere Einstellung der Regelorgane in Kombination mit einer NH_3 -Schlupfmessung bei der Inbetriebnahme bzw. in regelmäßigen Abständen dringend erforderlich.

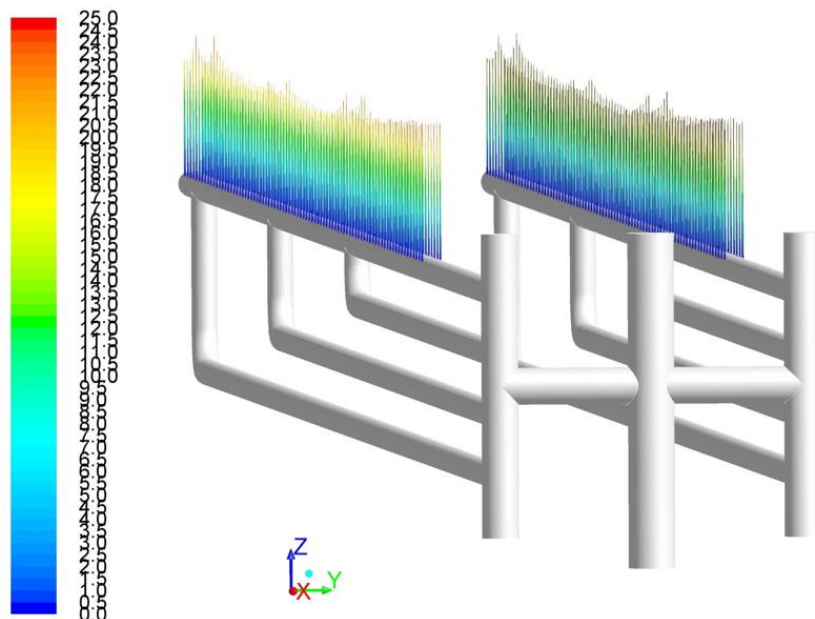


Abbildung 131 - Geschwindigkeitsprofil (velocity magnitude) Eindüselanze in m/s (Vollast) [87]

In weiterer Folge wurde das Modell der Eindüselanze um den für die Durchmischung des Ammoniak-Luft-Gemisches mit dem Rauchgas relevanten Bereich des Kessels erweitert. Die

Ergebnisse sind in Abbildung 132 und Abbildung 133 dargestellt. Sowohl am Geschwindigkeitsprofil, als auch an der Kontur konstanter Molanteile des NH_3 ist zu erkennen, dass eine sehr geringe Durchmischung mit dem Rauchgas stattfindet. Durch die geringe Eindringtiefe auf Grund der niedrigen Geschwindigkeiten bilden sich Strähnen an Ammoniak-Luft-Gemisch aus, die auch sehr weit in Strömungsrichtung aufwärts noch zu erkennen sind.

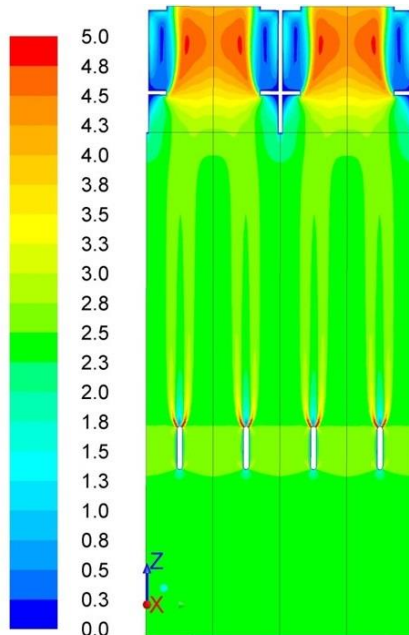


Abbildung 132 – Geschwindigkeitsprofil in m/s (Volllast) [87]

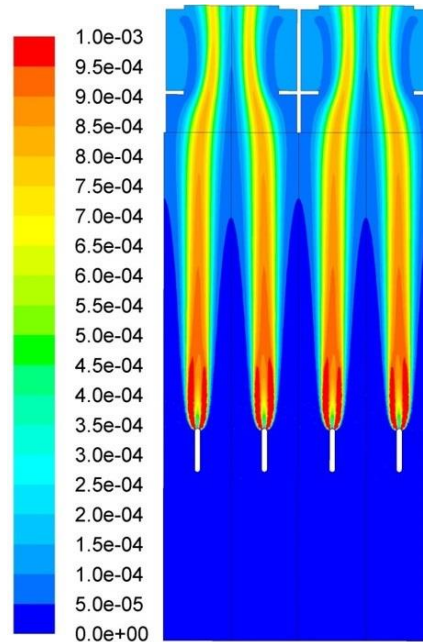


Abbildung 133 - Kontur Molanteil NH_3 (Volllast) [87]

Es wurden auch Varianten mit vorgewärmter NH_3 -Trägerluft (wie in Kapitel 5.1.4.2 vorgeschlagen) näher untersucht. Der Vergleich ist in Abbildung 134 und Abbildung 135 dargestellt. Trotz eines um ca. 30 % höheren Volumenstroms auf Grund der höheren Temperaturen ist nahezu keine Veränderung im Geschwindigkeitsprofil zu erkennen, da die Volumenstromänderung in Relation zur großen Rauchgasmenge vernachlässigbar ist.

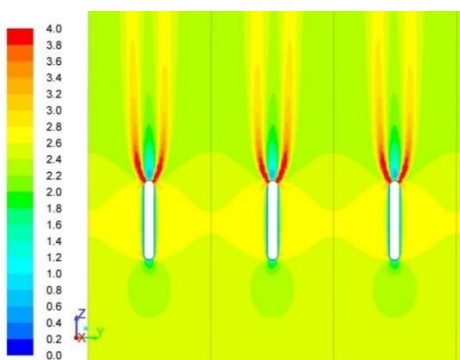


Abbildung 134 - Geschwindigkeitsprofil in m/s ohne Tragluftvorwärmung (40°C) (Volllast) [87]

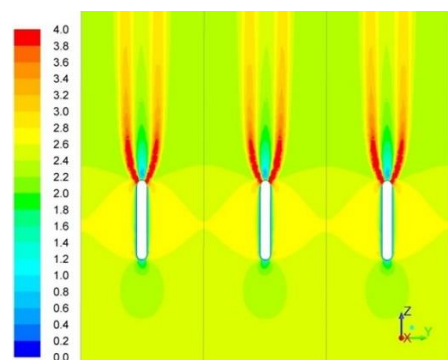


Abbildung 135 – Geschwindigkeitsprofil in m/s mit Tragluftvorwärmung (140°C) (Volllast) [87]

Um eine verbesserte Durchmischung erzielen zu können, wurden diverse Geometrieänderungen untersucht, wobei sich die in Abbildung 137 dargestellte als Optimum

herausstellte. Im Vergleich zur aktuellen Geometrie (siehe Abbildung 136) wurde der Lochdurchmesser von 5 mm auf 7 mm erhöht, wobei die Lochanzahl halbiert wurde. Bei der Alternativvariante wurde alle 75 mm nur eine Bohrung angebracht und diese immer abwechselnd um 90° versetzt. Ein weiterer wesentlicher Unterschied ist, dass die Einbringung in den Rauchgasweg im Gegensatz zur derzeitigen Ausführung nicht im Gleichstrom, sondern im Gegenstrom erfolgt.

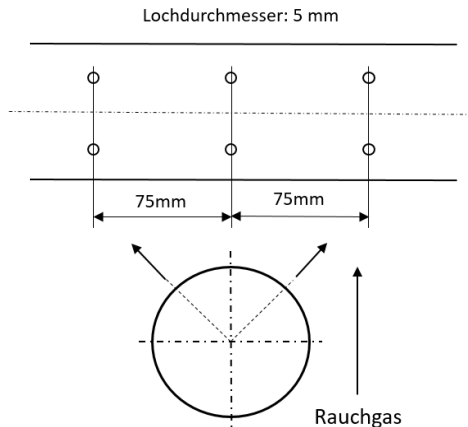


Abbildung 136 - Geometrie Bohrungen Eindüselanze (Ist-Zustand)

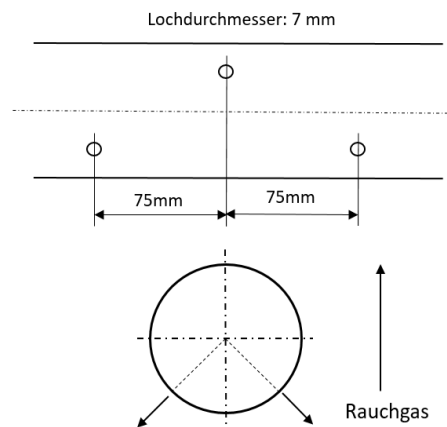


Abbildung 137 - Geometrie Bohrungen Eindüselanze (Alternative Geometrie)

Die Ergebnisse der Berechnungen mit dem Alternativprofil (siehe Abbildung 138 und Abbildung 139) zeigen eine deutlich verbesserte Durchmischung im Rauchgas, da die Eindringtiefe des Ammoniak-Luft-Gemisches durch die geringere Anzahl an Bohrungen deutlich erhöht wird und die Einströmung im Gegenstrom erfolgt. Das asymmetrische Strömungsbild in den Abbildungen ist dadurch zu erklären, dass sich nun in der Schnittebene nur eine Bohrung pro Lanze befindet.

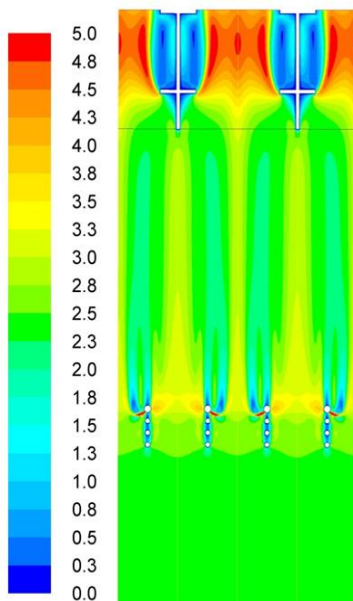


Abbildung 138 - Geschwindigkeitsprofil der Alternativgeometrie in m/s (Volllast) [87]

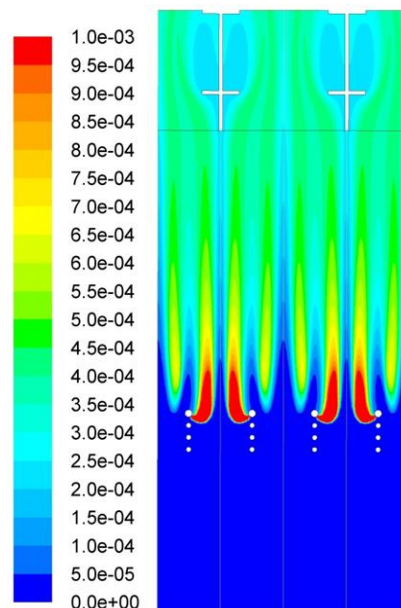


Abbildung 139 - Kontur Molanteil NH_3 der Alternativgeometrie in (Volllast) [87]

Betrachtet man die Volumenkonzentration von NH_3 in einem Querschnitt unmittelbar vor dem Katalysator, wie in Abbildung 140 dargestellt, ist auch eine deutliche Verbesserung der Durchmischung im Vergleich zur derzeitigen Geometrie festzustellen. In der derzeitigen Ausführung sind die Strähnen an NH_3 noch deutlich bis in den Bereich des Katalysators zu erkennen, bei der Alternativvariante zeigt sich hingegen ein deutlich homogeneres Bild.

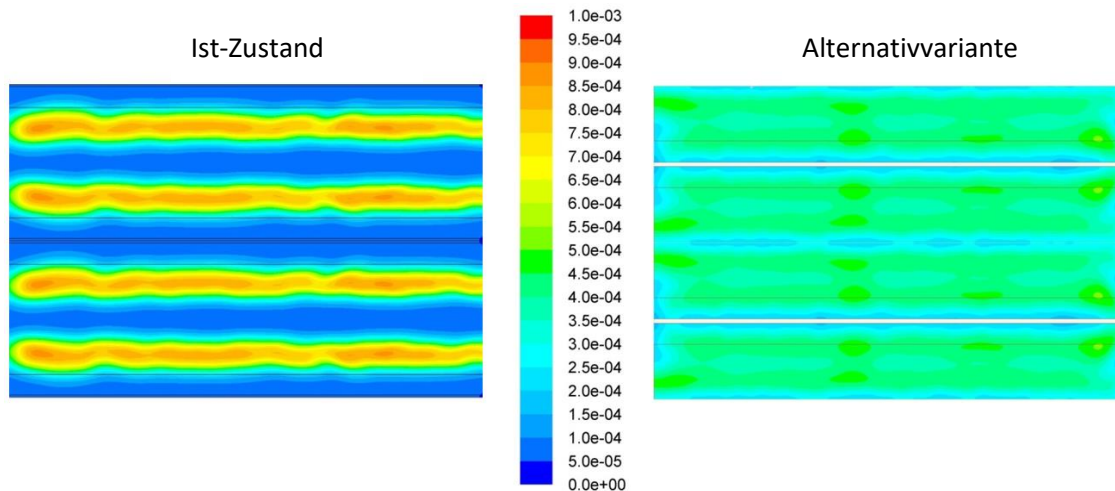


Abbildung 140 - Vergleich Volumenkonzentration NH_3 im Querschnitt vor dem Katalysator [87]

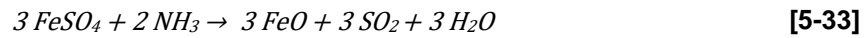
Auf die Darstellung der Ergebnisse aus den Teillastberechnungen wurde verzichtet, da sich die Ergebnisse qualitativ von jener des Volllastpunktes nicht wesentlich unterscheiden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass durch eine Optimierung des Eindüsegitters eine deutlich verbesserte Funktion der Rauchgasreinigungsanlage erzielt werden kann. Durch eine bessere Durchmischung wird der Ammoniakslupf und in weiterer Folge der spezifische Ammoniakverbrauch reduziert. Lokale Bereiche mit überstöchiometrischem Verhältnis an NH_3 , die vermutlich einen wesentlichen Anteil zur Verschmutzung in Zone II beitragen, werden stark reduziert bzw. ganz ausgeschlossen.

Umbau auf SNCR

Eine weitere Möglichkeit, um durch Adaptionen an der Rauchgasreinigungsanlage Verbesserungen hinsichtlich der Verschmutzungsproblematik zu erzielen, wäre ein Umbau oder eine Erweiterung auf ein SNCR-Verfahren. Bei einer SNCR-Anlage erfolgt das Einbringen des Reduktionmittels in einem Temperaturfenster zwischen $850 - 1100^\circ\text{C}$, also in einem deutlich höheren Temperaturbereich als bei der SCR-Anlage. (siehe auch Kapitel 5.1.1.2) Oberhalb dieses Temperaturfensters würde es wieder zu Neubildung von Stickoxiden kommen, unterhalb ist auf Grund des niedrigen Stoffumsatzes eine Ammoniakslupfentstehung zu erwarten. Bei der SNCR-Anlage erfolgt somit die Reduktion der Stickoxide deutlich früher im Kessel, wodurch von einer Minimierung des SO_3 -Bildungspotenziales durch Reduktion der partiellen Oxidation von Stickstoffverbindungen auszugehen ist. Als Vorteil dieser Lösung ist also eine Reduktion der gesamten SO_2/SO_3 -Konversion und somit eine Entschärfung der Verschmutzungssituation in Zone I und Zone II

zu erwarten. Weiters ist eine Reduktion des Eisensulfats gemäß Gleichung [5-33] denkbar, was wiederum in beiden Verschmutzungszonen zusätzliche Verbesserungen bringen könnte. Die Reaktionen gemäß Gleichung [5-33] erfolgen bei Temperaturen über 230°C.



Um das oben angeführte optimale Temperaturfenster für die Implementierung einer SNCR-Anlage zu erzielen ist eine konstruktive Einbindung im Bereich der Überhitzerheizflächen anzustreben. Leider ist bei Block 01 eine Implementierung in diesem Bereich nicht möglich, da der Raum zwischen den Tragrohren und dem Überhitzer 3 zu klein ist. Die erste Möglichkeit für einen Einbau wäre zwischen Überhitzer 2 und Überhitzer 1, d.h. in einem Temperaturbereich um 600°C, was aber für die optimale Funktion einer SNCR deutlich zu niedrig ist. Da somit eine Implementierung nur mit enormen konstruktiven Veränderungen im Kessel zu realisieren wäre, musste von einer weiteren Betrachtung dieser Möglichkeit leider abgesehen werden.

5.1.4.4 Entfernen des Eisenstaubs

Eine weitere theoretische Möglichkeit, um die Bildung von Eisensulfaten zu unterbinden, wäre ein Abscheiden des Eisens bereits im Brennstoff vor der Brennkammer. Da Eisenpartikel im Staub sowohl im Koks als auch im Gichtgas vorhanden sind, müssten beide Brennstoffe in Betracht gezogen werden. Auf Grund von Überlegungen zur technischen Durchführbarkeit wurde von dieser Option Abstand genommen.

5.1.4.5 Entschwefelung Brennstoff

Eine weitere theoretische Möglichkeit, die der Vollständigkeit halber erwähnt werden soll und die Verschmutzungsproblematik lösen könnte, wäre die Entfernung des Schwefels aus dem Brennstoff. Dies wurde allerdings als technisch und wirtschaftlich nicht möglich erachtet.

5.1.4.6 Brennstoffmix

Eine Änderung des Brennstoffmixes in Richtung höherem Erdgasanteil wäre eine weitere theoretische Möglichkeit. Dadurch würde sich der Schwefeleintrag in den Kessel reduzieren. Da die Verfeuerung der Hüttengase aber die Kernaufgabe der Anlage ist, ist dieser Ansatz nicht akzeptabel.

6 Diskussion, Auswahl und Umsetzung

Nach umfangreichen Untersuchungen und Variantenstudien im Sommer 2014, die in Kapitel 4 und zum Teil in Kapitel 5 ausführlich beschrieben wurden, erfolgte im Herbst desselben Jahres die Bewertung und Auswahl jener Maßnahmen, die im Sommer 2015 umgesetzt werden sollten. Auf eine vollständige Dokumentation des Auswahlprozederes inklusive aller gerechneten Varianten aus der Kombinationen der verschiedenen Maßnahmen aus Kapitel 4 und 5 wird in dieser Arbeit verzichtet. Stattdessen wird das finale Konzept bzw. Maßnahmenbündel im Detail vorgestellt, die in Kapitel 4 und 5 angeführten Varianten werden noch einmal zusammenfassend diskutiert und die getroffenen Entscheidungen über eine mögliche Umsetzung angeführt und begründet.

6.1 Auswahl und Diskussion der Maßnahmen

6.1.1 Diskussion der umgesetzten Maßnahmen

Abbildung 141 zeigt das finale Anlagenschema nach dem Umbau, wobei die grau hinterlegten Anlagenkomponenten im Zuge des Umbaus eingebaut wurden. Neben einem vergrößerten Economiser, der teilweise im Gleichstromprinzip ausgeführt wurde, wurden ein HD-Vorwärmer, ein Tragluftvorwärmer, eine Kondensatunterkühlstufe beim Dampf-Luvo sowie eine Möglichkeit zur Einspeisung von ECO-Wasser in den Speisewasserbehälter hinzugefügt.

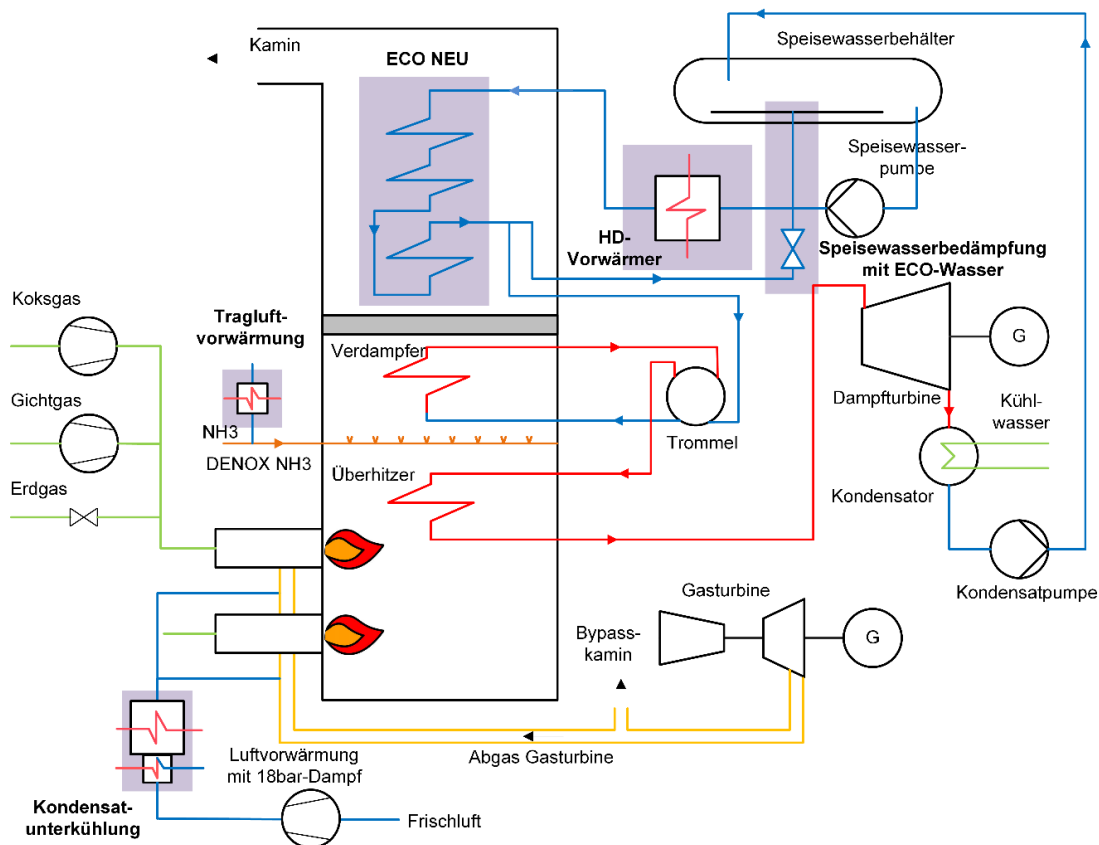


Abbildung 141 - Anlagenschema nach dem Umbau 2015

Abbildung 142 zeigt den Einfluss der ausgewählten Umbaumaßnahmen auf die Stromausbeute des Vergleichsjahres. Als Referenz wurde der 1:1 Tausch der Heizflächen (Variante ECO/FW/KO NEU) am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers herangezogen. Es ist zu sehen, dass mit der Vergrößerung des Economisers eine Erhöhung der Stromausbeute erzielt werden kann, die allerdings durch die negativen Effekte einer Kombination mit einem HD-Vorwärmer (höherer Kamintemperatur durch wärmerer Speisewassereintrittstemperatur) nahezu wieder kompensiert werden. Durch eine Ergänzung des Maßnahmenpakets mit einer Kondensatunterkühlstufe beim Dampf-Luvo kann aber dann ein Wirkungsgradvorteil gegenüber dem 1:1 Tausch der Heizflächen im Frischluftbetrieb erzielt werden.

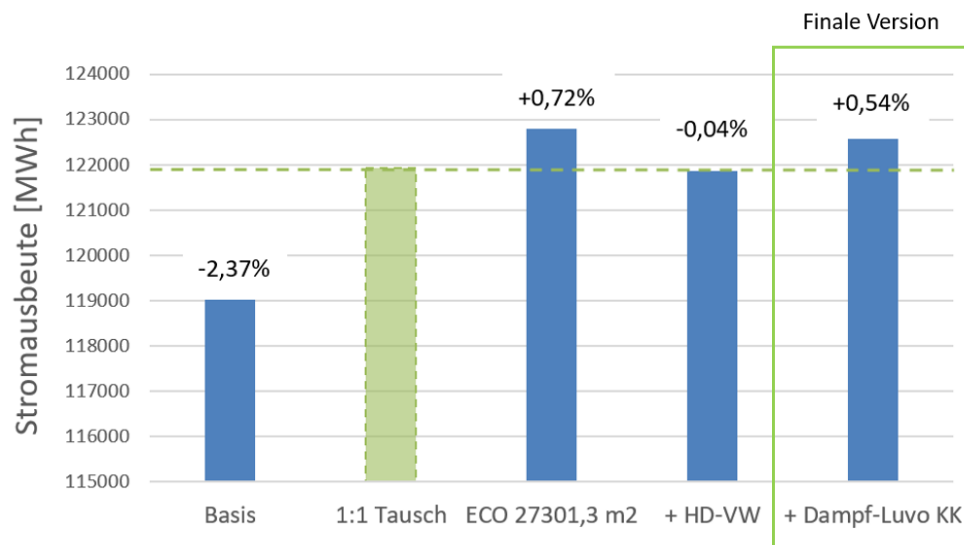


Abbildung 142 - Stromausbeute der Umbaumaßnahmen

Grundlage der Entscheidungen war das primäre Ziel, eine nachhaltige hohe Verfügbarkeit der Anlage bei gleichbleibendem Wirkungsgrad zu erzielen, d.h. den beschriebenen Verschmutzungsmechanismus im Frischluftbetrieb zu vermeiden oder zumindest dessen Einfluss zu minimieren. Sekundäre Ziele waren eine hohe Anlagenflexibilität, um auf veränderte Rahmenbedingungen reagieren zu können, sowie eine Steigerung des Wirkungsgrades im Frischluftbetrieb, ohne dabei den GuD-Betrieb negativ zu beeinflussen.

Die erste Maßnahme, die getroffen wurde, ist gleichzeitig der größte Eingriff in das Anlagendesign, und zwar die Entfernung der Fernwärme- und der Kondensatvorwärmerschleife und deren Ersatz durch **zusätzliche Economiserheizflächen**. Im Zuge dieses Umbaus wurden auch die ursprünglichen Economiserheizflächen gegen neuwertige ausgetauscht. Das Entfernen der Fernwärme- und Kondensatvorwärmerschleife wurde dadurch gerechtfertigt, dass diese auf Grund der niedrigen Säuretaupunkttemperaturen im Frischluftbetrieb als nicht nachhaltig betreibbar galten und der negative Einfluss auf den Wirkungsgrad durch andere Maßnahmen weitestgehend kompensiert werden konnte. Zur Fernwärmeversorgung standen im Kraftwerk außerdem noch ausreichende Kapazitäten zu Verfügung. Um auch in Zukunft auf eine eventuelle Veränderung des Fernwärmebedarfs reagieren zu können, wurde an geeigneter Stelle eine Blindflansch vorgesehen, der eine nachträgliche Implementierung einer Fernwärmeauskopplung gemäß der in Kapitel 4.4.3.3.3 beschriebenen Variante einfach

ermöglicht. Neben der in Abbildung 142 ersichtlichen höheren Stromausbeute im Frischluftbetrieb wurde die Heizflächenreserve bei Wiederauftreten einer Verschmutzung als weiterer Vorteil des größeren Economisers erachtet. Sollte nach dem Umbau eine erneute deutliche Abwertung beobachtet werden, ist auf Grund der Economisergröße eine nicht unwesentliche Reserve vorhanden, die negativen Auswirkungen auf den Prozess gegebenenfalls kompensieren kann.

Ein weiterer großer Vorteil des vergrößerten Economisers und die wahrscheinlich wesentlichste Maßnahme zur Vermeidung des Verschmutzungsproblems ergab sich aus der Kombination mit einem **HD-Vorwärmer**. Nachdem Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife entfernt wurden, wird die Temperatur des kalten Endes ausschließlich durch die Speisewassertemperatur bestimmt. Der HD-Vorwärmer ermöglicht es nun die Temperatur des Speisewassers vor Eintritt in den Economiser anzuheben und gegebenenfalls entsprechend dem Säuretaupunkt einzustellen. Somit kann das gesamte Temperaturniveau des kalten Endes erhöht werden und Probleme mit Taupunktunterschreitungen können ausgeschlossen werden. Der durch die Erhöhung der Rauchgastemperatur auftretende Wirkungsgradverlust wurde auf Grund der erwarteten Verlängerung der Standzeit in Kauf genommen.

Eine weitere Maßnahme zur Vermeidung der Verschmutzungsproblematik war die Installation eines durch Prozessdampf gespeisten **Tragluftvorwärmers**. Der Vorwärmer erhöht die Temperatur der NH_3 -Trägerluft, um beim Eintritt in den Kesselbereich mögliche Effekte durch die lokale Abkühlung des Rauchgases, die eventuell einen Beitrag zum Verschmutzungsmechanismus leisten, zu verhindern. Durch die geringe Größe des Vorwärmers konnte ein thermodynamischer Einfluss auf den Blockkreislauf vernachlässigt werden. Die eingehende Betrachtung der Möglichkeit einer Vorwärmung der NH_3 -Tragluft erfolgte im Vorfeld des Umbaus Hand in Hand mit der in Kapitel 5.1.4.3 beschriebenen umfangreichen CFD-Analyse [87] des Einströmbereichs. Zur Verbesserung der Durchmischung und in weiterer Folge zur Reduktion des NH_3 -Verbrauchs wurde entschieden, im Zuge des Stillstandes eine Modifikationen der Einströmröhre gemäß Kapitel 5.1.4.3 umzusetzen. Weiters wurden die Katalysatorelemente ausgetauscht.

Wie in Abbildung 142 ersichtlich bringt die Kombination aus vergrößertem Economiser und HD-Vorwärmer keine Verbesserung der Wirkungsgrades im Vergleich zu einem 1:1 Tausch der Heizflächen. Daher wurde zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades zusätzlich noch eine **Optimierung** am **Dampf-Luvo** vorgenommen. Dabei wurde eine Kondensatunterkühlstufe angebracht, die die Effizienz des Aggregats erhöhte.

Um die in Kapitel 4.4.3 ausführlich beschriebenen Nachteile einer Vergrößerung der Economiserheizflächen auf den GuD-Betrieb, wie z.B. die hohen Rauchgastemperaturen im Kamin und die Gefahr eines Ausdampfens im Economiser, zu kompensieren, wurde eine Möglichkeit vorgesehen, um Wasser aus dem Economiser entnehmen und **zur Bedampfung des Speisewasserbehälters** verwenden zu können (gemäß Kapitel 4.4.3.3.1). Dies ermöglichte eine nahezu vollständige Kompensation des Wirkungsgradverlustes durch die

erfolgte Entfernung von Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife. Rein rechnerisch würde diese Maßnahme bereits ausreichen, um unzulässiges Ausdampfen in allen betrieblich möglichen GuD-Lastpunkten zu verhindern. Um die Sicherheit noch weiter zu erhöhen, wurden zusätzlich noch die ersten 6 **Rohrbündel** in Rauchgasrichtung **im Gleichstrom** verschaltet (gemäß Kapitel 4.4.3.3.4), um so die Auswirkungen eines eventuell doch noch auftretenden Ausdampfens zu minimieren.

Abbildung 143 und Abbildung 144 zeigen der Vollständigkeit halber noch die Q-T-Diagramme der GuD-Lastpunkte 1 und 2 der umgebauten Anlage.

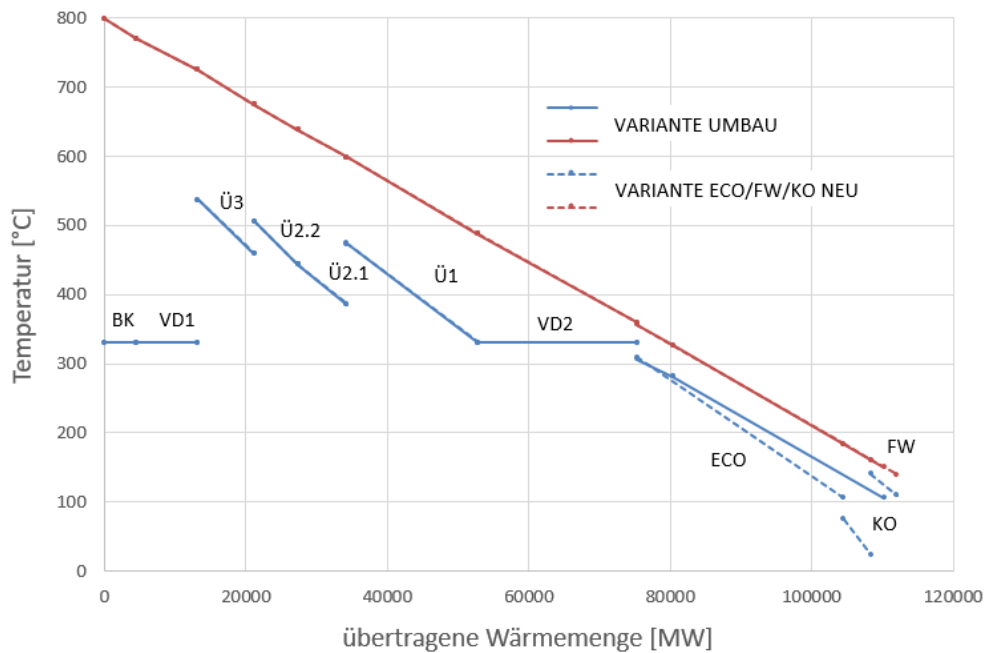


Abbildung 143 - Q-T Diagramm GuD-Lastpunkt 1 nach Umbau

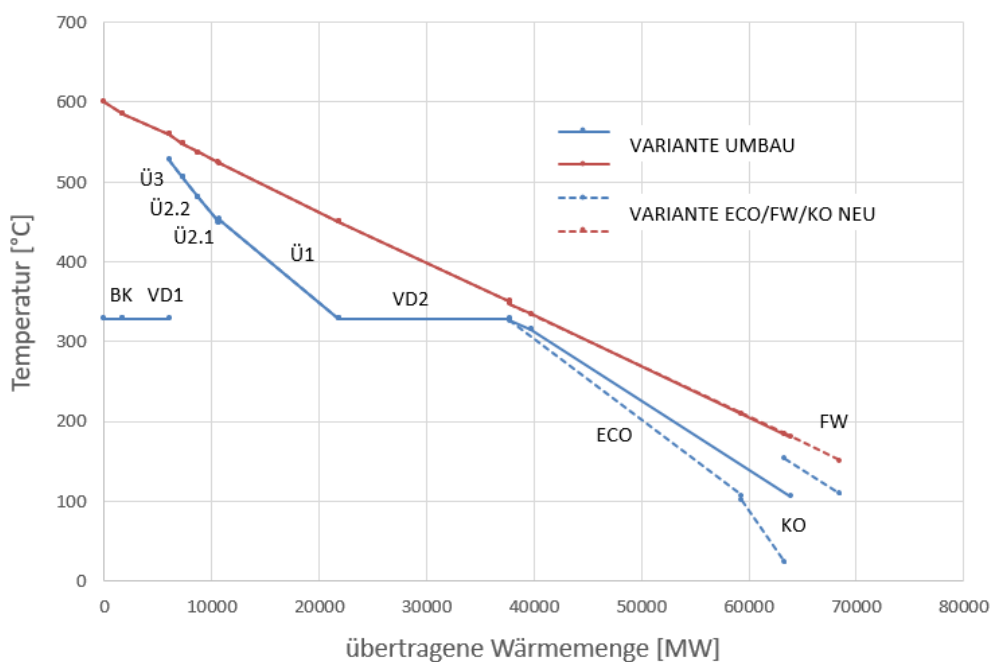


Abbildung 144 - Q-T Diagramm GuD-Lastpunkt 2 nach Umbau

Die Auswirkungen der Umbaumaßnahmen sind sehr ähnlich der in Kapitel 4.4.3.3.1 beschriebenen Variante einer Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser. Der Einfluss der wenigen Rohrreihen im Gleichstrom auf die Prozessparameter ist sehr klein, der HD-Vorwärmer wird im GuD-Betrieb umgangen und die Modifikation des Dampf-Luvos ist irrelevant, da im GuD-Betrieb die Verbrennungsluft durch die Gasturbine bereitgestellt wird. Nichtsdestotrotz sollen die wichtigsten Parameter noch einmal vorgestellt und mit der ursprünglichen Ausführung mit neuwertigen Heizflächen verglichen werden.

- Für das vollständige Substituieren der für die Bedampfung des Speisewassers benötigten Anzapf- und Prozessdampfmassenströme werden im GuD-Lastpunkt 1 ca. 26 t/h und im Lastpunkt 2 14,7 t/h benötigt.
- Die Unterkühlung des Speisewassers vor dem Eintritt in die Trommel beträgt im Lastpunkt 1 ca. 24,3°C und im Lastpunkt 2 ca. 1,3°C.
- Die Rauchgastemperaturen liegen mit 149,9°C im Lastpunkt 1 und 180,6°C im Lastpunkt 2 deutlich über den Rauchgastemperaturen in der Originalausführung.
- Durch die höheren Rauchgastemperaturen sind die Kesselwirkungsgrade in beiden Lastpunkten schlechter als in der Originalausführung. Der Kesselwirkungsgrad im Lastpunkt 1 beträgt 81,7 % im Vergleich zu 83,0 % in der Originalausführung, im Lastpunkt 2 ca. 69,9 % im Vergleich zu 74,7 %.
- Trotz der höheren Rauchgastemperaturen und somit schlechteren Kesselwirkungsgrade ist der Gesamtwirkungsgrad (ohne Berücksichtigung der Fernwärme) in beiden Lastpunkten genauso hoch bzw. sogar etwas besser als in der Originalkonfiguration. Im GuD-Lastpunkt 1 liegt dieser bei 42,1 % (Original: 42,1 %) und im Lastpunkt 2 bei 44,0 % (Original: 43,9 %).

Die Berechnungsergebnisse der Auswirkungen auf den GuD-Betrieb zeigen zwar hinsichtlich Rauchgastemperaturen und Kesselwirkungsgrad Nachteile im Vergleich zur Originalausführung, da die Fernwärmeschleife als Wärmesenke am kalten Ende nicht vollständig kompensiert werden kann, hinsichtlich Gesamtwirkungsgrad können negative Auswirkungen aber vollständig kompensiert und sogar leichte Vorteile erzielt werden. Da die Fernwärmeauskopplung ohnehin nur einen Teil des Jahres nutzbar ist und weiters ausreichend zusätzliche Kapazitäten am Standort vorhanden sind, wird die Anlage hauptsächlich zur Strom- und Dampfproduktion eingesetzt. Der dafür relevante Gesamtwirkungsgrad im GuD-Betrieb kann, wie oben beschrieben, konstant gehalten bzw. leicht verbessert werden.

6.1.2 Diskussion der nicht umgesetzten Maßnahmen

Von der in **Kapitel 4.1** beschriebenen weiteren Verringerung der Verbrennungsluftmenge wurde vorerst Abstand genommen, da auf Grund der schwankenden

Brennstoffzusammensetzungen eine weitere Reduktion ohne Überschreitung der CO-Grenzwerte als nicht möglich erachtet wurde. Dies wurde auch durch diverse Versuchsfahrten bestätigt. Die ebenfalls in Kapitel 4.1 angeführte Erhöhung der Verbrennungstemperatur wurde zwar in Betracht gezogen, auf eine Umsetzung im Zuge der Aktivitäten im Sommer wurde aber vorerst verzichtet. Eine mögliche Umsetzung inklusive Versuchsfahrten sollte im Anschluss an den Umbau erfolgen. Der Vorschlag zu Optimierung des Dampf-Luvos wurde, wie bereits oben angeführt, im Zuge der Umbauaktivitäten umgesetzt.

Durch die in **Kapitel 4.2** diskutierte regenerative Speisewasservorwärmung vor dem Speisewasserbehälter wäre theoretisch eine Wirkungsgradsteigerung möglich. Da aber eine nennenswerte Erhöhung der Temperatur im Speisewasserbehälter auslegungsbedingt nicht möglich ist, würde diese allerdings nur sehr gering ausfallen. Es könnte nur das Potenzial durch die Beseitigung der in Kapitel 4.2.3 ausführlich beschriebenen Problematik mit dem Gegendruck im Speisewasserbehälter durch die Verwendung von Prozessdampf gehoben werden. Dem gegenüber stand ein relativ hohes notwendiges Investment für einen derartigen Vorwärmer. Daher war eine Umsetzung leider auf Grund der im Projekt geforderten hohen Wirtschaftlichkeit nicht möglich. Die Variante der regenerativen Speisewasservorwärmung nach der Speisewasserpumpe wurde, wie bereits in Kapitel 6.1.1 beschrieben, im Zuge des Umbaus realisiert.

In **Kapitel 4.3** wurde die Möglichkeit einer Brennstoffvorwärmung vorgestellt. Da durch die damit verbundene Erhöhung des Volumenstroms nach den Vorwärmern gravierende Eingriffe in das Brennersystem und den Brennern erforderlich gewesen wäre, wurde von einer Brennstoffvorwärmung vorerst Abstand genommen.

Die in **Kapitel 4.4.3** beschriebenen Idee einer Vergrößerung des Economisers sowie die verschiedenen Varianten zur Optimierung des GuD-Betriebs, wie die ECO-Wasser-Bedampfung, Fernwärmeerzeugung und Rohrbündel im Gleichstrom, wurden umgesetzt oder zumindest vorbereitet. Der ECO-Wasser-Bedampfung wurde der in Kapitel 4.4.3.3.2 diskutierte Variante einer Prozessdampferzeugung mittels „Flashbox“ der Vortritt gegeben, da diese konstruktiv deutlich einfacher und mit weniger Investment umzusetzen war.

In **Kapitel 5.1.4** wurden verschiedenste Maßnahmen diskutiert, die das Verschmutzungsproblem minimieren oder verhindern sollen. Ein Ansatzpunkt enthält Verfahrensweisen zur NO_x-Reduktion (siehe Kapitel 5.1.4.1). Leider ist eine Implementierung dieser Maßnahmen, wie z.B. eine Veränderung der Brenner oder der Einbau einer Rauchgasrezirkulation, nur unter immensem finanziellen Aufwand möglich. Aus diesem Grund wurde von dieser Möglichkeit vorerst Abstand genommen. Die in Kapitel 5.1.4.2 beschriebenen Ideen zur Erhöhung des Temperaturniveaus und die in Kapitel 5.1.4.3 diskutierte Variante zur Optimierung der DeNO_x wurden umgesetzt. Da eine Einflussnahme auf den Brennstoff bzw. den Brennstoffmix praktisch nicht möglich ist, sind diese Varianten (Kapiteln 5.1.4.4, 5.1.4.5 und 5.1.4.6) rein theoretischer Natur und wurden nicht realisiert.

6.2 Umsetzung der Maßnahmen

Die Umsetzung der Maßnahmen wurde im Sommer 2015 durchgeführt. Engineering, Lieferung und Montage der Komponenten erfolgte durch den Kesselhersteller Andritz AG (damals Andritz Energy & Environment). Der Projektzeitraum erstreckte sich - inklusive Engineering und Fertigung der Komponenten - über 10 Monate, wobei die Umsetzung selbst während eines 3-monatigen Anlagenstillstands erfolgte. Das Projekt war mit einem Investment in Höhe eines mittleren einstelligen Millionenbetrags verbunden. Nachfolgend wird kurz auf die Installation und die technische Ausführung der neu installierten Komponenten eingegangen.

6.2.1 Austausch der Kesselheizflächen

Der kostenmäßig größte und technisch anspruchsvollste Teil der Montage war der Austausch der Kesselheizflächen. Nachdem mehrere Varianten in Betracht gezogen worden waren, wurde letztendlich entschieden, die Demontage/Montage von oben, d.h. durch Öffnen der Kesseldecke, durchzuführen. Neben der Entfernung des Kesselhausdaches und der Kesseldecke stellte vor allem die Aufrechterhaltung der Kesselstatik die größte Herausforderung dar, da diverse tragende Kesselversteifungselemente, wie z.B. Querträger, entfernt werden mussten. Die eigentliche Demontage der alten (siehe Abbildung 145) sowie das Einbringen der neuen Kesselheizflächen (siehe Abbildung 147) wurde mit Hilfe eines 500t - Mobilkrans (siehe Abbildung 146) vorgenommen.



Abbildung 145 - Demontage eines alten Heizflächenbündels (Bild 1)

Der Ein- und Ausbau der Heizflächenrohre wurde in je 6 Heizflächenbündel mit einem berechneten maximalen Gewicht von 40t aufgeteilt. Durch die enorme Verschmutzung lag das Gewicht der alten Heizflächenbündel aber deutlich darüber und erschwerte somit die Demontearbeiten beträchtlich.



Abbildung 146 - Demontage eines alten Heizflächenbündels (Bild 2)



Abbildung 147 - Einheben eines neuen Heizflächenbündels

Technische Daten:

Fertiger:	Menk-Schmehmann
Material:	P235GH
Rohrtyp:	Spiralrippenrohr
Rohrdimension:	31,8 x 3,2 mm
Größe Bündel 1 (Gegenstrom):	9307 m ²
Größe Bündel 2 (Gegenstrom):	14271 m ²
Größe Bündel 3 (Gleichstrom):	3723 m ²

6.2.2 Installation des Tragluftvorwärmers

Abbildung 148 zeigt den Tragluftvorwärmer inklusive Prozessdampfregelarmatur und Kondensatableiter sowie installierter Messtechnik. Der Vorwärmer wurde zwischen den Gebläsen (im Bild rechts) und der Einbringung des Ammoniaks positioniert. Der Vorwärmer ist mit zwei Registern elliptischer Spiralrippenrohre bestückt.



Abbildung 148 - Tragluftvorwärmer

Technische Daten:

Hersteller:	GEA Klimatechnik GmbH
Material Rohrbündel:	PN235GH
Maximale Durchflussmenge:	3000 Nm ³ /h
Minimale Lufteintrittstemperatur (Winter):	5°C
Maximale Lufteintrittstemperatur (Sommer):	40°C
Austrittstemperatur Luft:	140°C

6.2.3 Installation des HD-Vorwärmers

Abbildung 149 zeigt den HD-Vorwärmer inklusive notwendiger Armaturen für die Umgehung (Bypass), Entwässerungen, Entlüftungen, Regelarmaturen für Prozessdampf und Kondensatablauf, Armaturen zum Füllen des Vorwärmers und vorgeschriebenen Sicherheitsventilen, sowie die für den Betrieb notwendige Mess- und Regeltechnik. Der Vorwärmer wurde in horizontaler Ausführung im Maschinenhaus auf +7,5m neben den Speisewasserpumpen angeordnet.



Abbildung 149 - HD-Vorwärmer

Technische Daten:

Hersteller:	APL Apparatebau GmbH
Material (Rohrbündel):	P235GH
Maximale Durchflussmenge:	140 t/h
Speisewassereintrittstemperatur:	105°C
Speisewasseraustrittstemperatur:	140°C
Prozessdampfeintrittstemperatur min:	260°C
Prozessdampfeintrittstemperatur max:	350°C

Prozessdampfdruck min:	17 bar _{abs}
Prozessdampfdruck max:	22 bar _{abs}
By-pass-Menge:	140 t/h (100 %)

6.2.4 Implementierung der Kondensatunterkühlstufe im Dampf-Luvo

Zur Implementierung der Kondensatunterkühlstufe wurden vor den drei bereits installierten Registern der Kondensationsstufe des Dampf-Luvos drei zusätzliche Register zur Unterkühlung des kondensierten Dampfes hinzugefügt und die Rohrführung dementsprechend adaptiert. Abbildung 150 zeigt die drei neuen Register der Kondensationsstufe unmittelbar vor dem Einbau.



Abbildung 150 - Neue Register für die Kondensatunterkühlstufe

Technische Daten:

Hersteller:	GEA Klimatechnik GmbH
Wärmetauschertyp:	Plattenwärmetauscher
Rippenteilung:	3,5 mm
Material Rohrbündel:	PN235GH
Maximale Durchflussmenge Luft:	120000 Nm ³ /h
Minimale Lufteintrittstemperatur (Winter):	5°C
Maximale Lufteintrittstemperatur (Sommer):	40°C
Dampfeintrittstemperatur (Kondensation)	210°C
Kondensataustrittstemperatur:	40°C
Prüfdruck Rohrseite:	43,64 bar _{abs}

6.2.5 ECO-Wasser-Bedampfung

Für die Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser wird Speisewasser zwischen dem zweiten und dritten Economiserbündel entnommen und über entsprechende Rohrleitungen und Armaturen zum Speisewasserbehälter geleitet. Dort war die Installation von zusätzlichen Verteilerrohren und Leitblechen im Speisewasserbehälter notwendig. Technische Herausforderung bei der Implementierung war vor allem der hohe Druckunterschied zwischen dem Druck des Speisewasserbehälters (ca. 0,2 bar_ü) und dem Speisewasserdruck im Economiser (140 bar_ü). Nicht nur eine Entspannung des hohen Druckverhältnisses über ein entsprechendes Regelventil ins 2-Phasengebiet, sondern auch die sicherheitstechnische Absicherung stellten hier die größten Schwierigkeiten dar. Abbildung 151 zeigt den Anschluss der Leitung vom Economiser an den Speisewasserbehälter und die Regelarmatur zur Druckreduzierung, sowie eine sicherheitsgerichtete Schnellschlussarmatur.



Abbildung 151 - ECO-Wasser-Bedampfung des Speisewasserbehälters

Technische Daten:

Maximale Durchflussmenge:	40 t/h
Minimale Durchflussmenge:	3 t/h
Auslegungsdruck:	142 bar _{abs}
Auslegungstemperatur:	360°C

7 Evaluierung der umgesetzten Maßnahmen

7.1 Verschmutzungsmechanismus

Zur Beurteilung der Wirksamkeit der umgesetzten Maßnahmen zur Bekämpfung der Verschmutzung wurden in regelmäßigen Abständen Kesselbegehungen durchgeführt. Die nachfolgenden Bilder wurden im Zuge eines Stillstandes im September bzw. Oktober 2018, also ca. drei Jahre nach dem Abschluss der Umbauarbeiten aufgenommen. Abbildung 152 zeigt Aufnahmen aus der Verschmutzungszone II, also Bilder des Economisers. Zwar waren - wie im Bild rechts zu erkennen - wieder Bereiche mit weiß/grauen Ablagerungen von Ammoniumsulfat zu erkennen, die negative Auswirkungen auf den Wärmeübertrag haben, aber im Gegensatz zum Zustand vor dem Umbau sind diese lokal sehr begrenzt. Der weitaus größte Teil des Economisers (> 90 %) zeigte einen sehr guten Zustand ohne jegliche Verschmutzung, wie in Abbildung 152 ganz rechts zu sehen ist. Anzeichen für einen korrosiven Angriff durch Schwefelsäure oder Ammoniumhydrogensulfat wurden im Gegensatz zum Zustand vor dem Umbau nicht entdeckt und konnten durch die Erhöhung des Temperaturniveaus am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers vermutlich komplett ausgeschlossen werden. Eine Schädigung der Heizflächen in Form von Leckagen ist nicht mehr zu erwarten.

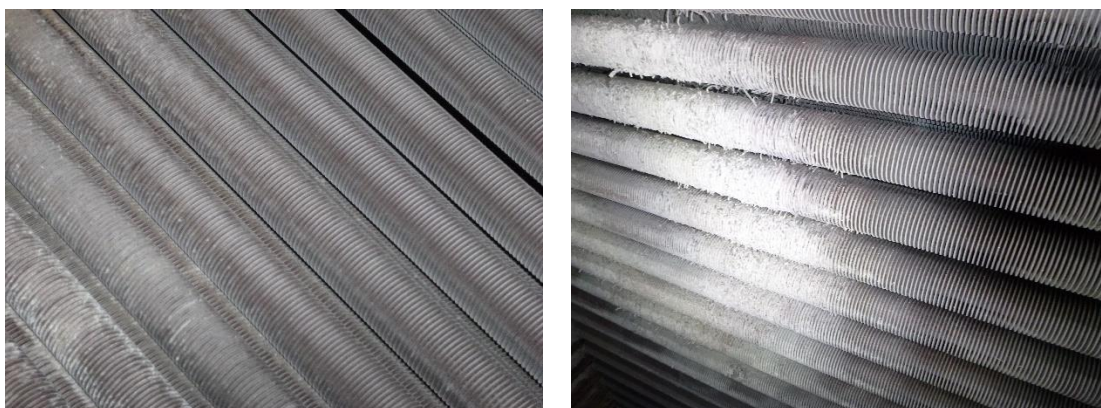


Abbildung 152 - Fotos Economiser vom 04.10.2018

Abbildung 153 zeigt Aufnahmen aus der Verschmutzungszone I. Die Bilder dokumentieren den Verschmutzungsverlauf im Bereich der NH_3 -Eindüsung über einen Zeitraum von mehreren Tagen nach dem Abstellen der Anlage. Es bestätigte sich der in Kapitel 5.1.3.2 angeführte Verdacht, dass sich der gelb-bräunliche, feucht-klebrige Belag erst durch eine Anreicherung von Eisen(II)-sulfat FeSO_4 mit Feuchtigkeit aus der Umgebungsluft bildet. Die Abbildungen zeigen in den ersten Tagen nach dem Abstellen der Anlage nur leichte weißliche Beläge, erst nach 7-10 Tagen entstand das bekannte Verschmutzungsbild. Die gesetzten Maßnahmen, die eine Verbesserung in diesem Bereich erzielen sollten, nämlich die Vorwärmung der Trägerluft sowie die Modifikationen am Eindüsesystem zeigten leider nur geringfügige Verbesserungen in Hinblick auf den Bildungsmechanismus des Eisen(II)-sulfats. Im Vergleich zum Zustand vor dem Umbau ist zwar das Verschmutzungsbild nicht mehr so

extrem ausgeprägt, aber definitiv auch weiterhin gegeben. Mehrmalige visuelle Untersuchungen im Zuge der Kesselbegehungen bestätigten aber, dass das Eisen zur Bildung des Eisen(II)-sulfats definitiv über das Rauchgas in die Verschmutzungszone II eingebracht wurde, da sowohl das Material der Eindüselanlagen als auch der benachbarten Kesselrohre keinerlei Anzeichen eines Materialabtrags aufzeigten. Da kein korrosiver Angriff zu erkennen ist und die Verschmutzungen in diesem Bereich auch keine Auswirkungen auf die Wärmeübertragung haben, kann die Verschmutzung in Zone I als unkritisch eingestuft werden. Durch die Anordnung der Eindüseöffnungen im Gegenstrom, d.h. auf der Unterseite der Rohre, bleiben diese auch von der heruntertropfenden Flüssigkeit verschont und somit im Vergleich zum Zustand vor dem Umbau die einwandfreie Funktionstüchtigkeit der DeNOx bestehen.



27.9.2018
(36 Stunden nach Abstellen)



29.09.2018
(84 Stunden nach Abstellen)



08.10.2018
(307 Stunden nach Abstellen)

Abbildung 153 - Verschmutzungsmechanismus im Bereich der NH₃-Eindüsung

7.2 Thermodynamische Optimierung

Der ursprüngliche Ansatz einer Evaluierung der Maßnahmen auf Basis einer Jahreslastgangsbetrachtung musste aus verschiedensten Gründen verworfen werden. Die Idee war, das abgestimmte Modell des Betriebsjahres 2013 inklusive der 2015 implementierten Maßnahmen heranzuziehen und Berechnungen mit den Vorgabeparametern aus den darauffolgenden Betriebsjahren 2016 und 2017 durchzuführen. Die Abweichungen zwischen den Modellergebnissen und den Messdaten könnten somit zur Evaluierung des aus dem Modell prognostizierten Mehrertrags an Stromausbeute herangezogen werden. Leider war dieser Ansatz nicht zielführend, da in den Jahren zwischen 2013 und 2016/17 Veränderungen, die unabhängig vom Umbau 2015 waren, deutlich größere Auswirkungen auf die Anlagenperformance zur Folge hatten, als jene, die durch die Umbaumaßnahmen hervorgerufen wurden. Im Folgenden sind drei der wesentlichsten Einflussfaktoren angeführt:

- Im Zuge einer 2014 durchgeführten Dampfturbinenrevision wurden stark verschlissene Dichtbänder sowie die letzten beiden, stark erodierten Turbinenstufen getauscht. Die

Maßnahmen hatten eine deutliche Verbesserung des Dampfturbinenwirkungsgrades zur Folge.

- Verschmutzungen im Koksgas führten zu starken Ablagerungen im Bereich der Venturirohre für die Brennstoffmengenmessung, was Messfehler im zweistelligen Prozentbereich verursachte.
- Im Laufe der Jahre kam es zusätzlich auch zu Änderungen der Brennstoffzusammensetzungen

Aus diesen Gründen war eine isolierte Beurteilung der Umbaumaßnahmen mit Hilfe einer thermodynamischen Kreislaufberechnung auf Jahreslastgangsbasis nicht zweckmäßig. Stattdessen wurde ein alternativer Ansatz ausschließlich auf Basis von Betriebsdaten gewählt, in dem ausgewählte repräsentative Anlagenparameter zur Beurteilung herangezogen werden. Abbildung 154 zeigt beispielsweise die Spreizung beim Economiser, d.h. die Temperaturdifferenz zwischen Speisewassereintritt und Rauchgasaustritt, über einen Zeitraum von 10 Jahren. Dieser Kennwert dient zur Beurteilung der Umbaumaßnahmen am kalten Ende des Abhitzedampferzeugers. Es ist zu erkennen, dass es in den Jahren vor dem Umbau mehrmals zu einem kontinuierlichen Anstieg der Spreizung, hervorgerufen durch die zunehmende Verschmutzung des Economisers, gekommen ist. Nur mittels aktiver Maßnahmen, wie dem Waschen der Kesselheizflächen, konnte die Effizienz des Wärmeübertragers für kurze Zeit wieder verbessert werden. Nach dem Umbau zeigt sich ein komplett anderes Bild. Durch die Reduktion der Verschmutzung und die Vergrößerung der Economiserheizfläche kann die Spreizung nachhaltig auf einem sehr guten Wert von ca. 5°C gehalten werden. Nach über drei Jahren Betrieb sind noch keinerlei Anzeichen einer erneuten Verschlechterung ersichtlich.

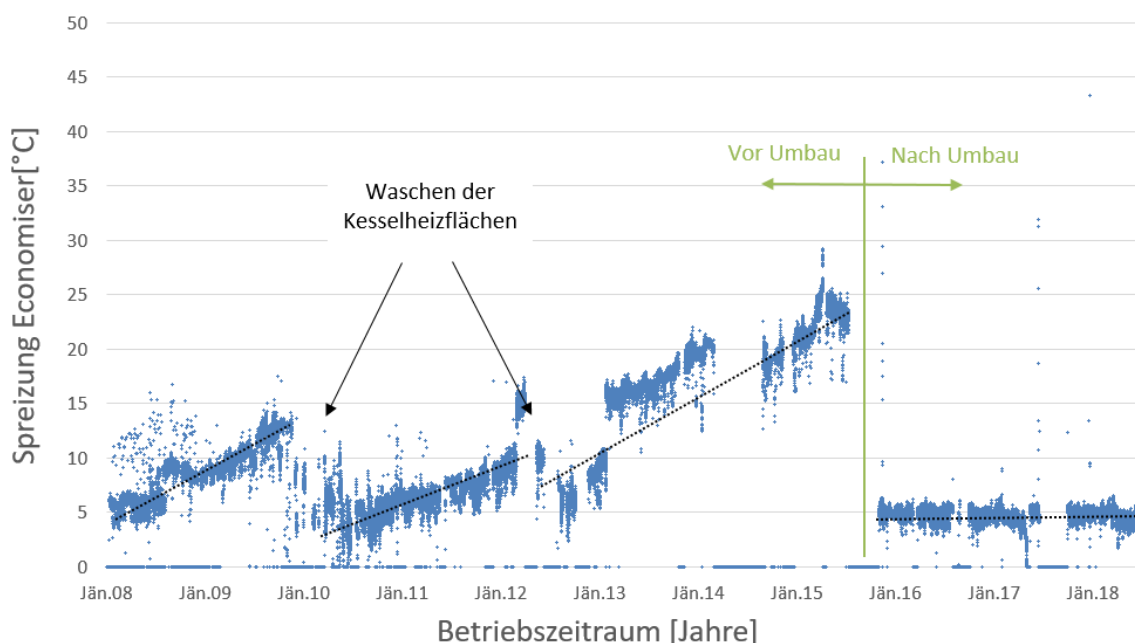


Abbildung 154 - Gemessene Spreizung beim Economiser vor und nach dem Umbau

Abbildung 155 zeigt die beim Austritt aus dem Abhitzedampferzeuger gemessene Rauchgastemperatur. Vor dem Umbau konnte zwar, abhängig vom Verschmutzungsgrad und der Verfügbarkeit von Kondensatvorwärm- und Fernwärmeschleife, eine niedrigere Rauchgastemperatur erzielt werden, diese lag aber meist im Bereich des berechneten Säuretaupunkts des Rauchgases. Ein Anheben des Temperaturniveaus war nicht möglich. Nach dem Umbau konnte mit dem HD-Vorwärmer eine definierte Speisewassereintrittstemperatur bzw. in weiterer Folge auch definierte Rauchgastemperatur, abhängig vom Säuretaupunkt, vorgegeben werden.

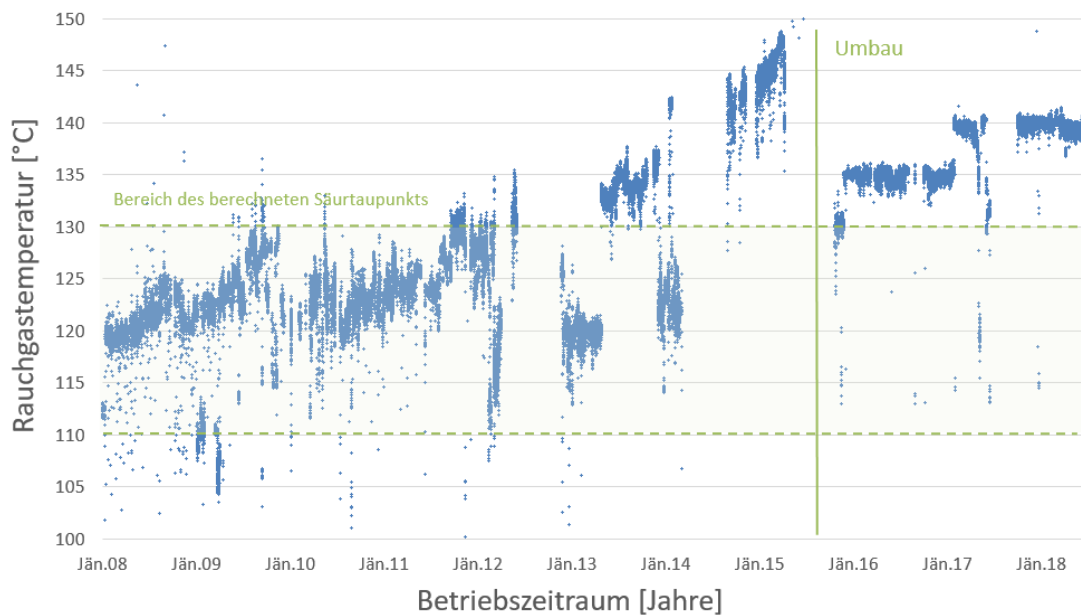


Abbildung 155 - Gemessene Rauchgastemperatur vor und nach dem Umbau

Eine Evaluierung der Maßnahmen für den GuD-Betrieb konnte nicht durchgeführt werden, da für eine aussagekräftige Auswertung bis dato zu wenige Betriebsstunden der Gasturbine dokumentiert wurden. Die betriebliche Funktionstüchtigkeit der implementierten Maßnahmen wurden aber im Zuge von Abnahmeversuchen bestätigt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Flexibilisierung des Kraftwerksblocks 01

Mit der zunehmenden Einspeisung von erneuerbaren Energien in das europäische Verbundnetz hat sich in den letzten Jahren das klassische Anforderungsprofil an die konventionelle Kraftwerksflotte massiv verändert. Auf Grund der hohen Lebensdauer solcher Anlagen ist es notwendig geworden, bestehende Anlagen an die geänderten Bedingungen anzupassen. Die Herausforderungen liegen darin, dass zukünftige Preisentwicklungen von Strom und Brennstoffen nur sehr schwer vorhersehbar sind und diese großen zeitlichen Schwankungen unterliegen. Heutzutage ist ein hoher Grad an Flexibilität in einem Kraftwerkspark mit konventionellen Kraftwerken der Schlüssel zum Erfolg, um in einem Energiesystem mit einem hohen Anteil an erneuerbaren Energien einen wirtschaftlichen Anlagenbetrieb sicherzustellen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Einflüsse des Energiemarkts auf einen hüttengasgefeuerten GuD-Block im industriellen Umfeld untersucht und die damit verbundenen Auswirkungen, wie z.B. starke Verschmutzungen oder Schäden an Kesselheizflächen, die durch eine geänderte Betriebsweise verursacht wurden, analysiert. Es wurden auf Basis einer stationären Kreislaufberechnung Lösungen zur Flexibilitätssteigerung der Anlagen herausgearbeitet und entsprechende Maßnahmen im Zuge eines komplexen Anlagenumbaus umgesetzt. Die anschließende Evaluierung zeigte, dass die ursprünglichen Ziele (vergleiche Kapitel 2.6), wie die Sicherstellung eines nachhaltigen Anlagenbetriebs ohne Gasturbine und eine Wirkungsraderrhöhung im Frischluftbetrieb, mit den 2015 implementierten Maßnahmen weitestgehend erreicht werden konnten. Leider konnten die Ursachen der Verschmutzung nicht vollkommen eliminiert werden, aber deren negative Auswirkungen auf den Anlagenbetrieb konnten weitestgehend ausgeschlossen werden. Ein nachhaltiger Betrieb der Anlage mit gleichbleibendem Wirkungsgrad konnte somit gewährleistet werden.

In den Jahren nach dem Umbau wurden noch weitere Optimierungsmaßnahmen an der Anlage angedacht und zum Teil auch umgesetzt. Diese sollen der Vollständigkeit halber noch erwähnt werden:

- Die Frischlufteintrittstemperatur wurde erhöht: Basierend auf den Berechnungen in Kapitel 4.1.2 konnte die Frischlufteintrittstemperatur ohne negative Nebeneffekte auf 200°C erhöht werden.
- Eine CO-optimierte Fahrweise wurde implementiert: Gelegentliche Heizwertschwankungen in den Hüttengasen verursachen zum Teil kurzfristige CO-Spitzen bei der Verbrennung, die das Betriebspersonal dazu veranlassen, die Verbrennungsluftmenge zu erhöhen. Durch eine Einstellung der Verbrennungsluftmenge auf den behördlich vorgegeben 30min-Mittelwert werden

kurzzeitige CO-Spitzen toleriert und der Luftüberschuss kann auf einem niedrigeren, wirtschaftlich optimalen Niveau gehalten werden.

- Eine Regelung der Speisewassertemperatur nach dem HD-Vorwärmer gemäß dem berechneten Schwefelsäuretaupunkt wurde angedacht, konnte aber auf Grund einer fehlenden O₂-feucht-Messung vorerst nicht umgesetzt werden. [88]
- Die Implementierung eines ND-Vorwärmers wurde in Erwägung gezogen, konnte aber aus wirtschaftlichen Gründen bis dato noch nicht realisiert werden.
- Erste Voruntersuchungen für einen kompletten Brennerumbau mit dem Ziel, die hohen NO_x-Emissionen der Anlage zu reduzieren wurden durchgeführt.
- Über eine Optimierung der Sperrdampfanlage der Dampfturbine wurde nachgedacht, da durch den starken Teillastbetrieb Frischdampf anstelle von Dampf aus den Wellendichtungen zur Versorgung des Systems verwendet wird.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit den im Jahr 2015 gesetzten Maßnahmen - unter den damals gegebenen Umständen und Randbedingungen - das bestmögliche Ergebnis erreicht werden konnte. Leider erlaubte das schwierige Umfeld für Investitionsentscheidungen, geschuldet durch eine große Planungsunsicherheit und den hohen Kostendruck, keinen größeren Spielraum für weitreichendere Investitionsentscheidungen. Maßnahmen, die eine Wirtschaftlichkeit über 3-5 Jahren aufwiesen, hatten damals wie heute nahezu keine Chance auf Realisierung. Daher konnten viele technisch interessante Lösungen, die eine deutliche Erhöhung des derzeit unzufriedenstellenden Wirkungsgrads bei Block 01 ermöglichen würden, wie z.B. der Einsatz einer hüttengasgefeuerten Gasturbine, nicht in Betracht gezogen werden. Auf Basis von Koksgas- oder Gichtgasgasturbinen können Hüttengase auf dem hohen Wirkungsgradniveau eines GuD-Prozesses verwertet werden, auch wenn diese hüttengasgefeuerten Prozesse auf Grund der für die Verdichtung der Gase benötigten Leistung nicht an die Effizienz erdgasbasierter Anlagen herankommen. Trotzdem können Wirkungsgrade von bis zu 40 % erzielt werden [89]. Mit den weiterführenden Optimierungen in den Jahren nach dem Umbau konnten zusätzliche Verbesserungen verwirklicht werden, so dass die Anlage für die Anforderungen der heutigen Zeit und der absehbaren Zukunft gut gerüstet und ein wirtschaftlicher, nachhaltiger Betrieb gewährleistet ist.

8.2 Prozesssimulation auf Jahreslastgangsbasis

Im Zuge dieser Arbeit wurde die stationäre Prozesssimulation auf Jahreslastgangsbasis vorgestellt und zur Untersuchung von Flexibilisierungsmaßnahmen am Kraftwerksblock 01 der voestalpine Stahl GmbH herangezogen. Es wurden dabei - im Gegensatz zur klassischen stationären Berechnungsmethode - nicht nur ein oder mehrere „typische“ oder repräsentative Lastpunkte zum Modellabgleich und zur Bewertung von Szenarien verwendet, sondern ein komplettes Jahr auf Stundenbasis, d.h. in Form von 8760 Zeitscheibenberechnungen, durchgerechnet. Im Vergleich zu den konventionellen stationären Berechnungsansätzen zeigten sich folgende Vorteile:

- Der zum Teil aufwändige Auswahlprozess von repräsentativen Lastpunkten, wie u.a. von Wolter et al. [42] und von Pechtl et al. [37] beschrieben, entfällt.
- Fehler bei der Ermittlung einer Jahresenergiebilanz auf Grund von Annahmen und Vereinfachungen bei der Ermittlung von Lastpunkten und dem Hochrechnen mit zugeordneten Betriebsstunden werden ausgeschlossen. [37]
- Zur Modellvalidierung können die Ist-Daten der Anlage herangezogen werden. Ein zeitaufwändiger Prozess zum Filtern von repräsentativen Lastpunkten aus den Betriebsdaten, wie z.B. von Pal et al. [43] beschrieben, oder gar ein gezieltes Anfahren von Betriebspunkten, wenn keine adäquaten Daten zur Verfügung stehen, wie es in der Arbeit von Brugger [44] der Fall war, entfällt.
- Durch die Verwendung einer großen Datenmenge wird der Einfluss von Messfehlern oder abnormalen Betriebszuständen verringert und somit das Fehlerrisiko reduziert.
- Die Fokussierung auf die Jahresenergiebilanz ermöglicht eine einfache Bewertung der Wirtschaftlichkeit verschiedener Szenarien.
- Im Gegensatz zu Jahreslastgangsberechnungen auf Basis vereinfachter, rechenzeit-optimierter Modelle, wie von Haak et al. [45] vorgestellt, werden bei der Berechnung eines vollwertigen EBSILON®*Professional*-Modells Fehler durch Vereinfachung unter Beibehaltung der vollen Flexibilität in Hinblick auf Änderungen im Modell ausgeschlossen.

Die Untersuchungen zeigten, dass vor allem eine schnelle Rechenzeit im Bereich von wenigen Minuten und die Zugänglichkeit von Betriebsdaten in stündlicher Auflösung zwingende Voraussetzung für eine Jahresrechnung ist. Eine kurze Rechenzeit kann durch die Kombination von leistungsstarken Rechenservern mit adäquaten Softwarelösungen, die einen schnellen Datentransfer ermöglichen, erreicht werden. Im Vergleich zu den klassischen stationären Berechnungsansätzen und der instationären Prozesssimulation sind aber folgende Schwächen anzuführen:

- Durch das Modelltuning auf die Jahresenergiebilanz kann es bei der Betrachtung von einzelnen Lastpunkten zu größeren Abweichungen kommen. Speziell wenn das thermodynamische Modell zur Auslegung von Komponenten herangezogen wird, müssen Worst-Case-Lastpunkte gesondert betrachtet werden.
- Im Vergleich zu der dynamischen Prozesssimulation können Fragestellungen zu transienten Vorgängen, wie Lastwechsel und An-Abfahrvorgänge, nur bedingt oder gar nicht beantwortet werden.

Zusammenfassend konnte mit der stationären Prozesssimulation auf Jahreslastgangsbasis ein erster Ansatz zur Nutzung von „Big Data“ im Zusammenhang mit thermodynamischer Simulation aufgezeigt werden, der speziell für die Bewertung lastflexibler Fahrweisen heutiger kalorischer Kraftwerke deutliche Vorteile gegenüber der klassischen stationären Kreislaufsimulation aufweist. Neben dieser Arbeit und der Veröffentlichung der Methodik [37] zeigen die mitbetreuten Diplomarbeiten von Zifferer [90] und Oberrader [91] sowie eine weitere Publikation des Autors [92] noch diverse andere Anwendungsbeispiele auf, die die Vorteile und Praxistauglichkeit dieser Herangehensweise bestätigen. Die Entwicklung der Methodik wurde erst durch die Verfügbarkeit großer Mengen an Betriebsdaten und das Vorhandensein ausreichender Rechenkapazitäten ermöglicht. Auf Grund des anhaltenden Trends in Richtung Digitalisierung, der Verarbeitung immer noch größerer Datenmengen und dem rasanten Anstieg der zur Verfügung stehenden Rechenleistung ist von einer Weiterentwicklung von Methoden zur Bewertung von Anlagenmodifikation auf Basis von „Big-Data“ auszugehen. Mögliche Zukunftsszenarien sind die Nutzung von künstlicher Intelligenz zur Unterstützung der Datenverarbeitung, Modellbildung und Validierung, die in der heutigen Zeit noch dem Ingenieur vorbehalten sind.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Umweltbundesamt Deutschlands, „Homepage des Deutschen Umweltbundesamts,“ [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de>. [Zugriff am 28 10 2018].
- [2] *Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG.*
- [3] *Österreichisches Bundesgesetz über die Förderung der Elektrizitätserzeugung aus erneuerbaren Energieträgern (Ökostromgesetz 2012 – ÖSG 2012) StF: BGBl. I Nr. 75/2011 (NR: GP XXIV RV 1223 AB 1302 S. 113. BR: 8521 AB 8532 S. 799.).*
- [4] *Erneuerbare-Energien-Gesetz des deutschen Bundestages vom 21. Juli 2014 (BGBl. I S. 1066), das zuletzt durch Artikel 1 des Gesetzes vom 21. Juni 2018 (BGBl. I S. 862) geändert worden ist.*
- [5] Global Wind Energy Council, „Global Wind Report - Annual Market Update 2017,“ Global Wind Energy Council, Brüssel, 2018.
- [6] Bundesnetzagentur, Referat 605 - EEG Datenerhebung, „Bericht EEG in Zahlen 2016,“ Bonn.
- [7] BDEW - Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft, „Bericht Stromerzeugung aus Photovoltaikanlagen,“ Berlin, 2018.
- [8] BDEW - Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft, „Bericht Kapazität und Erzeugung 2017,“ Berlin, 2018.
- [9] Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, „Innovative Energietechnologien in Österreich Marktentwicklung 2017,“ Wien, 2018.
- [10] International Energy Agency, „World Energy Outlook 2017,“ Paris, 2017.
- [11] E-Control, „Gesamte Versorgung Kalenderjahr 2017 Jahreserzeugung,“ Wien, 2017.
- [12] Agora Energiewende, „Homepage Agora Energiewende - Agorameter Stromerzeugung und Stromverbrauch,“ [Online]. Available: <https://www.agora-energiewende>. [Zugriff am 02 11 2018].
- [13] P. Konstantin, Praxishandbuch Energiewirtschaft. Energieumwandlung, -transport und -beschaffung im liberalisierten Markt., Berlin / Heidelberg: Springer Verlag, 2013.
- [14] *Deutsches Bundesbedarfsplangesetz vom 23. Juli 2013 (BGBl. I S. 2543; 2014 I S. 148, 271), das zuletzt durch Artikel 12 des Gesetzes vom 26. Juli 2016 (BGBl. I S. 1786) geändert worden ist.*

- [15] Bundesnetzagentur, „Homepage der Bundesnetzagentur - Status Leitungsvorhaben,“ [Online]. Available: <https://www.netzausbau.de/>. [Zugriff am 03 11 2018].
- [16] E-Control, „Bestandsstatistik Kraftwerkspark - Engpassleistung nach Kraftwerkstypen zum 31. Dezember 2017,“ Wien, 2018.
- [17] *Richtlinie 2009/72/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über gemeinsame Vorschriften für den Elektrizitätsbinnenmarkt und zur Aufhebung der Richtlinie 2003/54/EG.*
- [18] Joint Research Centre der Europäischen Kommission, „COMMISSION STAFF WORKING DOCUMENT Country fiches for electricity smart metering Accompanying the document Report from the Commission Benchmarking smart metering deployment in the EU-27 with a focus on electricity,“ Brüssel, 2014.
- [19] Joint Research Centre der Europäischen Kommission, „Smart Grid Projects Outlook 2017 - Facts, figures and trends in Europe,“ Brüssel, 2017.
- [20] C. Graf und C. Marcantonini, „Renewable Energy and its impact on thermal generation,“ *Energy Economics*, pp. 421-430, 2017.
- [21] R. Edmunds, L. Davies, P. Deane und M. Pourkashanian, „Thermal power plant operating regimes in future British power systems with increasing variable renewable penetration,“ *Energy Conversion and Management*, Bd. 105, pp. 977-985, 2015.
- [22] A. A. Solomon, D. Faiman und G. Meron, „The role of conventional power plants in a grid fed mainly by PV and storage, and the largest shadow capacity requirement,“ *Energy Policy*, Nr. 48, pp. 479-486, 2012.
- [23] M. L. Kubik, P. J. Coker und C. Hunt, „The role of conventional generation in managing variability,“ *Energy Policy*, Bd. 50, pp. 253-261, 2012.
- [24] A. S. Brouwer, M. van den Broek, A. Seebregts und A. Faaij, „Operational flexibility and economics of power plants in future low-carbon power systems,“ *Applied Energy*, Nr. 156, pp. 107-128, 2015.
- [25] P. Eser, A. Singh, N. Chokani und R. S. Abhari, „Effect of increasing renewables generation on operation of thermal power plants,“ *In: Applied Energy*, Bd. 164, pp. 723-732, 2016.
- [26] J. Kopsiske, S. Spieker und G. Tsatsaronis, „Value of power plant flexibility in power systems with high shares of variable renewables: A Scenario outlook for Germany 2035,“ *Energy*, Bd. 137, pp. 823-833, 2017.
- [27] F. Gottelt, „Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerter Dynamikanforderung,“ Dissertation, Rostock, Universität Rostock, 2010.

- [28] S. Meinke, „Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikeinspeisung,“ Dissertation, Universität Rostock, 2012.
- [29] Siemens AG, „Flexibler Betrieb von Dampfturbinen in GuD-Kraftwerken,“ in *Präsentationssammlung der VDI Tagung Dampfturbine 2017*, Düsseldorf, 2017.
- [30] G. Szastok, „Fossilbefeuerte Kraftwerke in der Wende - ein Beispiel von umwelt- und flexibilitätsorientiertem Umbau des ZWSF-Kessels Nr. 2 im Kraftwerk Turow in Polen,“ in *Tagungsband vom 50. Kraftwerkstechnischen Kolloquium (Kraftwerkstechnik 2018)*, Dresden, 2018.
- [31] J. Cochran, D. Lew und N. Kumar, „Flexible Coal - Evolution from Baseload to Peaking Plant,“ National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2013.
- [32] B. Stöver und M. Agraniotis, „Reduktion der Mindestlast,“ in *Dokumentation der Fachveranstaltung Flexible Kraftwerke für die Energiewende 2016*, Düsseldorf, 2016 .
- [33] T. W. Rupprecht, „Technisch/wirtschaftliche Optimierung eines Trockenbraunkohlekraftwerks,“ Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2016.
- [34] N. Mertens, Z. Henning und M. H. Prabucki, „Flexibilisierung eines 400-MW-GuD-Kraftwerks mittels Umleitbetrieb zur Maximierung der Fernwärmeauskopplung,“ in *Tagungsband vom 50. Kraftwerkstechnischen Kolloquium (Kraftwerkstechnik 2018)*, Dresden, 2018.
- [35] G. Löhning, F. Wenzel, D. Haake und F. Mehlow, „Neuartige Systemdienstleistung: Verlängerte Inselbetriebsfähigkeit unter Einsatz thermischer Kraftwerke,“ in *Tagungsband vom 50. Kraftwerkstechnischen Kolloquium (Kraftwerkstechnik 2018)*, Dresden, 2018 .
- [36] M. Koepf, S. Mellahn und P. Frank, „Bedarf an konventioneller Kraftwerkskapazität in Deutschland,“ Prognos AG, Berlin, 2011.
- [37] A. Pechtl, C. Scheinecker und J. Petek, „Enhancing prediction accuracy in the evaluation of powerplant uprates utilizing a novel ‘BIG DATA’ approach,“ *Proceedings of the ASME 2018 Power and Energy Conference*, 2018.
- [38] C. K. Sanathanan, A. A. Sandberg, F. H. Clark, O. W. Burke und R. S. Stone, „Dynamic modeling of a large once-through steam generator,“ *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 23, Nr. 3, pp. 321-330, 1972.
- [39] K. J. Aström und K. Eklund, „A simplified non-linear model of a drum boiler-turbine unit,“ *International Journal of Control*, Bd. 16, Nr. 3, pp. 145-169, 1972.
- [40] R. Starkloff, *Flexibilisierung von Dampfkraftwerken mittels dynamischer Prozesssimulation*, Dissertation: Technische Universität Darmstadt, 2016.

- [41] W. F. Zehner, *Betriebsoptimierung von Steinkohlekraftwerken durch Simulation*, Dissertation: Technische Universität München, 2009.
- [42] N. Wolter, T. Zekorn und M. Neef, „Ermittlung und Prognose von Jahres-Energiebilanzen mit Hilfe stationärer thermodynamischer Prozesssimulation am Beispiel eines Industriekraftwerks,“ *BWK - Das Energie-Fachmagazin*, Bd. 68, Nr. 6, pp. 6-10, 2016.
- [43] S. K. Pal, T. Laukkanen, L. Saeed, M. Järvinen und V. Karlsson, „Simulation and analysis of a combined cycle heat and power plant process,“ *International Journal of Sustainable Engineering*, Bd. 8, Nr. 4-5, pp. 268-279, 2015.
- [44] J. Brugger, „Off-Design-Verhalten von Dampfkraftwerken,“ Diplomarbeit, TU Graz, 2014.
- [45] L. Haack, R. Peniche, L. Sommer und A. Kather, „Development of a CSP plant energy yield calculation tool applying predictive models to analyse plant performance sensitivities,“ *AIP Conference Proceedings*, Bd. 1850, Nr. 1, 2017.
- [46] STEAG AG, „steag-systemtechnologies.com,“ 2016. [Online]. Available: https://www.steag-systemtechnologies.com/epsilon_professional.html. [Zugriff am 05 04 2016].
- [47] W. Wagner und H. J. Kretzschmar, *International Steam Tables - Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*, Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [48] F. Brandt, *FDBR - Fachbuchreihe Band 1: Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*, Essen: Vulkan-Verlag GmbH, 2000.
- [49] STEAG Energy Services GmbH, *EBSILON Hilfe der Version 12.04*.
- [50] G. Brandstetter, *Studie Block 01 (GuD) - Prozessoptimierung*, Graz / Raaba, 2013.
- [51] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, *VDI Heat Atlas*, 7. Edition Hrsg., Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1994.
- [52] R. C. Spencer, K. C. Cotton und C. N. Cannon, „A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators, 16.500 KW and Larger,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 85, Nr. 4, pp. 249-298, 1963.
- [53] W. Traupel, *Thermische Turbomaschinen (Zweiter Band)*, Berlin: Springer-Verlag, 2001.
- [54] K. Baumann, „Some recent developments in large steam turbine practice,“ *Journal of the Institution of Electrical Engineers*, Bd. 59, Nr. 302, pp. 565-623, 1921.
- [55] E. H. Miller und P. Schofield, „The Performance of Large Steam-Turbine-Generators with Water Reactors,“ *Proceedings of the ASME 1972 Winter Annual Meeting by General Electric*, 1972.
- [56] Wikipedia - Die Freie Enzyklopädie, „https://de.wikipedia.org/wiki/Big_Data,“ [Online]. Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Big_Data. [Zugriff am 24 11 2018].

- [57] DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD), *DIN EN 12952-15 - Wasserrohrkessel und Anlagenkomponenten - Teil 15: Abnahmeversuche (Deutsche Fassung EN 12952-15:2003)*, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2004.
- [58] H. Effenberger, *Dampferzeugung*, Berlin: Springer, 2000.
- [59] VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, „VDI Richtlinie VDI 3986:2014-07 - Ermittlung des Wirkungsgrades von konventionellen Kraftwerken,“ Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2014.
- [60] H. Eichlseder, „Vorelesungsskriptum Thermodynamik,“ TU Graz - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Graz, 2008.
- [61] G. Brandstetter, *Studie Optimierung Frischlufteintrittstemperatur & Verringerung O₂-Gehalt im Rauchgas*, Graz/Raaba, 2017.
- [62] K. Strauß, *Kraftwerkstechnik*, Dortmund: Springer, 2009.
- [63] R. Laufen, *Kraftwerke: Grundlagen, Wärmekraftwerke, Wasserkraftwerke*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1984.
- [64] G. Brandstetter, *Studie Umbau Kessel Block 01 - Bedampfung Speisewasserbehälter*, Graz / Raaba, 2017.
- [65] C. Hochenauer, „Vorlesungsskriptum Wärmetechnik 2,“ TU Graz - Institut für Wärmetechnik, Graz, 2015.
- [66] G. de Soete, „Physikalisch-chemische Mechanismen bei der Stickstoffoxidbildung in industriellen Flammen,“ *Gas Wärme International*, Bd. 30, Nr. 1, pp. 15-23, 1981.
- [67] C. Fenimore, „Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames,“ *Proceedings of the Thirteenth Symposium (International) on Combustion*, Bd. 13, Nr. 1, pp. 373-380, 1971.
- [68] M. Schrod, J. Semel und R. Steiner, „Verfahren zur Minderung von NO_x-Emissionen in Rauchgasen,“ *Chemie Ingenieur Technik*, Bd. 57, Nr. 9, pp. 717-727, 1985.
- [69] J. Zeldovich, „The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions,“ *European Physical Journal A. Hadrons and Nuclei*, Bd. 21, pp. 577-628, 1946.
- [70] W. Leuckel und R. Römer, „Schadstoffe aus Verbrennungsprozessen,“ *VDI Bericht*, Bd. 346, pp. 323-347, 1979.
- [71] M. Beckmann, „Beschreibung unterschiedlicher Techniken und deren Entwicklung zur Minderung von Stickstoffoxiden im Abgas von Abfallverbrennungsanlagen und Ersatzbrennstoff-Kraftwerken hinsichtlich Leistungsfähigkeit, Kosten und Energieverbrauch,“ Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2011.
- [72] M. Saito, S. Tani, T. Ito und S. Kasaoka, „Process for reducing nitrogen oxides“. Patent US 3981971 A, 1974.

- [73] Austrian Energy & Environment, „Betriebshandbuch DeNox Block 01,“ 1995.
- [74] N. Wiberg, E. Wiberg und A. F. Holleman, Anorganische Chemie, Berlin/Boston: Walter de Gruyter GmbH, 2017.
- [75] Wiley-VCH, Ullmann`s Encyclopedia of Industrial Chemistry, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH , 2012.
- [76] M. Siebenhofer, „Präsentation Voest Kesselkorrosion,“ TU Graz - Institut für Chemische Verfahrenstechnik und Umwelttechnik, 2017.
- [77] W. Gumz, „Brennstoffschwefel und Rauchgastaupunkt,“ *BWK - Das Energie Fachmagazin*, Bd. 5, Nr. 8, pp. 264-269, 1953.
- [78] R. Haase und M. Rhese, „Ermittlung der Taupunkte von Rauchgasen,“ *VGB-Mitteilungen*, Nr. 62, pp. 367-371, 1959.
- [79] F. Verhoff und J. Banchemo, „Predicting dewpoints of flue gases,“ *Chemical Engineering Progress*, Bd. 70, pp. 71-72, 1974.
- [80] A. Okkes, „Get acid dewpoint of flue gas,“ *Hydrocarbon Processing*, Bd. 66, Nr. 7, pp. 53-55, 1987.
- [81] B. ZareNezhad, „New correlation predicts flue gas sulfuric acid dew points,“ *Oil and Gas Journal*, Bd. 107, Nr. 35, pp. 60-63, 2009.
- [82] R. Haase und H. Borgmann, „Präzisionsmessungen zur Ermittlung von Säuretaupunkten,“ *VGB-Mitteilungen*, Nr. 76, pp. 16-19, 1962.
- [83] E. Posnjak und H. E. Merwin, „The System, Fe₂O₃ - SO₃ - H₂O,“ *Journal of the American Chemical Society*, Bd. 44, Nr. 9, pp. 1965-1994, 1922.
- [84] K. Vesper, „Regenerativ-Waermetauscher in der Umwelttechnik,“ *VGB Kraftwerkstechnik*, Bd. 12, pp. 1123-1130, 1986.
- [85] „GESTIS-Stoffdatenbank,“ [Online]. Available: <https://www.dguv.de/ifa/gestis/gestis-stoffdatenbank/index.jsp>. [Zugriff am 3 1 2018].
- [86] M. Beckmann und K. Thomé-Kozmiensky, Energie aus Abfall, Bd. 6, Neuruppin: Thomé-Kozmiensky Verlag GmbH , 2009.
- [87] T. Gurker, „CFD Simulation NH₃-Eindüsung VA Stahl – Block 1,“ Andritz Energy & Environment, Graz, Raaba, 2015.
- [88] G. Brandstetter, Studie Umbau Kessel Block 01 - Säuretaupunktsregler, Graz/Raaba, 2017.

- [89] G. Bonolo de Campos, C. Bringhenti, D. F. Cavalca und J. Tomita, „Parallel between Rankine and Combined-cycle power plants configurations burning blast furnace gas,“ *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2017.
- [90] L. Zifferer, „Optimierung eines Kraftwerksblocks mittels thermodynamischer Kreislaufberechnung,“ Diplomarbeit, TU Graz, 2016.
- [91] C. Oberrader, „Energetische Optimierung einer Dampfkraftanlage zur Kaltwindbereitstellung mittels thermodynamischer Kreislaufberechnung,“ Diplomarbeit, Montanuni Leoben, 2017.
- [92] L. Zifferer, C. Scheinecker, G. Brandstetter, P. Pechtl und W. Sanz, „Conversion of a steelworks's off-gas fired steam generator from constant pressure to modified sliding pressure mode,“ in *Tagungsband vom 50. Kraftwerkstechnischen Kolloquium (Kraftwerkstechnik 2018)*, Dresden, 2018.
- [93] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, VDI Wärmeatlas, 11. bearbeitete und erweiterte Auflage Hrsg., Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- [94] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena), „Netzstudie II,“ Berlin, 2010.

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Stromerzeugung und Stromverbrauch in Deutschland 2017 - Vergleich Erzeugungsmix 24.1.2017 und 30.7.2017 [12].....	3
Abbildung 2 - Inhalt der Dissertation	8
Abbildung 3 - Vereinfachtes Anlagenschema Block 01	13
Abbildung 4 - Kesseldisposition	14
Abbildung 5 - Frischluftbetrieb (140 t/h Frischdampfmenge).....	16
Abbildung 6 - GuD-Betrieb mit maximaler Zusatzfeuerung (140 t/h Frischdampfmenge).....	16
Abbildung 7 - Jährliche Betriebsstundenanzahl Gasturbine & Dampfturbine seit Erstinbetriebnahme	18
Abbildung 8 - Anzahl der Starts der Gasturbine pro Jahr seit Erstinbetriebnahme	18
Abbildung 9 - Leckage Fernwärmeschleife	19
Abbildung 10 - Verschmutzung Economiser	19
Abbildung 11 - EBSILON®Professional Gesamtmodell (Modell wurde zur besseren Übersicht vereinfacht)	25
Abbildung 12 - Teilmodell Kessel (Modell wurde zur besseren Übersicht vereinfacht)	26
Abbildung 13 - Heizflächensegment	27
Abbildung 14 - EBSILON®Professional Bauteil 88 [49].....	27
Abbildung 15 - EBSILON®Professional Bauteil 89 [49].....	29
Abbildung 16 - Aufteilung Rauchgassegmente	31
Abbildung 17 - Einfluss der Rauchgassegmentanzahl auf die Modellierung des Economisers (GuD-Lastpunkt 1 – maximale Zusatzfeuerung)	32
Abbildung 18 - Teilmodell Dampfturbine und Balance of Plant (BoP).....	33
Abbildung 19 - EBSILON®Professional Bauteil 122 [49].....	34
Abbildung 20 - Berechnungsablauf EBSILON®Professional Bauteil 122 [49]	34
Abbildung 21 - Austrittsverlustkurve Block 01	35
Abbildung 22 - Teilmodell Gasturbine	37
Abbildung 23 - Trend Frischdampfmenge 2013	38
Abbildung 24 - Trend Erdgasmenge 2013	38
Abbildung 25 - Trend Kühlwassertemperatur 2013	39
Abbildung 26 - Trend Dampfturbinenleistung 2013	39

Abbildung 27 - Betriebsjahr 2013.....	41
Abbildung 28 - Verschmutzung Kesselheizflächen	42
Abbildung 29 - Scatterplot Dampfturbinenleistung	43
Abbildung 30 - Zeitlicher Verlauf Dampfturbinenleistung.....	44
Abbildung 31 - Kumulierte Dampfturbinenleistung 2013	44
Abbildung 32 – Definition der Systemgrenze für den Kesselwirkungsgrad.....	46
Abbildung 33 - Definition der Systemgrenze für die Blockwirkungsgrade.....	48
Abbildung 34 - Ermittlung der Minderleistung	49
Abbildung 35 - GuD-Lastpunkt 1 (Abhitzebetrieb mit maximaler Zusatzfeuerung)	52
Abbildung 36 - GuD-Lastpunkt 2 (Abhitzebetrieb mit minimaler Zusatzfeuerung)	53
Abbildung 37 - GuD-Lastpunkt 3 (Abhitzebetrieb ohne Zusatzfeuerung).....	53
Abbildung 38 - Verbrennungsluftmenge und Rauchgasverluste in Abhängigkeit des Luftüberschusses	56
Abbildung 39 - Kessel- und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit des Luftüberschusses	57
Abbildung 40 - Stromausbeute in Abhängigkeit des Luftüberschusses	58
Abbildung 41 - Frischdampfmenge und Kamintemperatur in Abhängigkeit von der Frischlufttemperatur	60
Abbildung 42 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Frischlufttemperatur	61
Abbildung 43 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Frischlufttemperatur	61
Abbildung 44 - Dampf-Luvo ohne/mit Kondensatunterkühlung	62
Abbildung 45 - Abhängigkeit des NO _x und CO von Lambda und der Verbrennungslufttemperatur.....	64
Abbildung 46 - Bedampfung des Speisewasserbehälters inklusive HD- und ND- Vorwärmervarianten	67
Abbildung 47 - Anzapfdruck und Dampfturbinenleistung über die nach Dampfturbinenleistung sortierten Betriebsstunden (Messwerte)	68
Abbildung 48 - Prozessdampf- und Anzapfmassenstrom sowie Anzapfdruck über Betriebsstunden sortiert nach Anzapfdruck (Simulationswerte)	69
Abbildung 49 - Vorwärmtemperatur mit ND-Vorwärmer (sortiert nach Vorwärmtemperatur)	70
Abbildung 50 - Prozessdampf- und Anzapfmassenstrom sowie Anzapfdruck über Betriebsstunden sortiert nach Anzapfdruck bei Implementierung eines ND-VW	71
Abbildung 51 - Dampfmenen und Stromausbeute mit und ohne ND-Vorwärmer.....	71

Abbildung 52 - Kamintemperatur und Rauchgasverluste in Abhängigkeit von der Speisewassertemperatur.....	73
Abbildung 53 - mittleres Temperaturniveau der externen Wärmezufuhr und Frischdampfmenge in Abhängigkeit von der Speisewassertemperatur.....	73
Abbildung 54 - Kesselwirkungsgrad und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Speisewassereintrittstemperatur	74
Abbildung 55 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Speisewassereintrittstemperatur	74
Abbildung 56 - Frischdampfproduktion und Brennkammertemperatur in Abhängigkeit von der Koksgasvorwärmtemperatur.....	76
Abbildung 57 - Koksgasdicke in Abhängigkeit von der Koksgastemperatur	77
Abbildung 58 - Mittlerer Kessel- und Blockwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Koksgasvorwärmtemperatur.....	77
Abbildung 59 - Stromausbeute in Abhängigkeit der Koksgasvorwärmtemperatur	78
Abbildung 60 – Heizflächenkonfiguration (Originalausführung).....	79
Abbildung 61 - Kamintemperatur und Frischdampfmenge in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung	81
Abbildung 62 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung	81
Abbildung 63 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Heizflächenverschmutzung	82
Abbildung 64 - Einfluss der Verschmutzung auf GuD-Lastpunkt 1 (maximale Zusatzfeuerung)	82
Abbildung 65 - Einfluss der Verschmutzung auf GuD-Lastpunkt 2 (minimale Zusatzfeuerung)	84
Abbildung 66 - Kamintemperatur und Grädigkeit beim Economiser in Abhängigkeit von der Economisergröße	86
Abbildung 67 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Economisergröße.....	87
Abbildung 68 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Economisergröße.....	87
Abbildung 69 - GuD-Lastpunkt 1 - Variante I (Vergleich zu BASIS)	88
Abbildung 70 - GuD-Lastpunkt 2 - Variante V (Vergleich zu BASIS)	89
Abbildung 71 - GuD-Lastpunkt 1 - Variante V (Vergleich zu Variante ECO/FW/KO NEU)	90
Abbildung 72 - GuD-Lastpunkt 2 - Variante V (Vergleich zu Variante ECO/FW/KO NEU)	92
Abbildung 73 - Schema Bedampfung des Speisewasserbehälters mit ECO-Wasser.....	94

Abbildung 74 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur Variante mit vergrößertem Economiser (Variante V)	95
Abbildung 75 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur originalen Konfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)	95
Abbildung 76 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zu vergrößertem Economiser (Variante V)	97
Abbildung 77 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und ECO-Wasser-Bedampfung im Vergleich zur originalen Konfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU)	97
Abbildung 78 - Schema Prozessdampferzeugung mittels „Flashbox“	99
Abbildung 79 - Wärmeleistung des Economisers & Rauchgastemperatur in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 1	100
Abbildung 80 - Economiser-Unterkühlung und Dampfgehalt in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme im GuD-Lastpunkt 1	101
Abbildung 81 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 1	102
Abbildung 82 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und einer Entnahme von 30 t/h ECO-Wasser zur Prozessdampfproduktion.....	102
Abbildung 83 - Economiser-Unterkühlung und Dampfgehalt in Abhängigkeit der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2	103
Abbildung 84 - Wärmeleistung des Economisers & Rauchgastemperatur in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2.....	104
Abbildung 85 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der ECO-Wasser-Entnahme bei GuD-Lastpunkt 2	104
Abbildung 86 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und einer Entnahme von 45 t/h ECO-Wasser zur Prozessdampfproduktion.....	105
Abbildung 87 - Schema Fernwärmewärmetauscher.....	106
Abbildung 88 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zum vergrößerten Economiser (Variante V)	107
Abbildung 89 - GuD-Lastpunkt 1 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zur neuwertigen Originalkonfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU).....	107
Abbildung 90 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zum vergrößerten Economiser (Variante V)	108
Abbildung 91 - GuD-Lastpunkt 2 mit vergrößertem Economiser und Fernwärmeauskopplung im Vergleich zur neuwertigen Originalkonfiguration (Variante ECO/FW/KO NEU).....	109
Abbildung 92 - Schema Economiserheizflächen im Gleichstrom	111

Abbildung 93 - Unterkühlung im Economiser im GuD-Lastpunkt 1 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom	112
Abbildung 94 - Wärmeleistung Economiser und Kesselwirkungsgrad im GuD-Lastpunkt 1 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom.....	113
Abbildung 95 - Unterkühlung im Economiser im GuD-Lastpunkt 2 in Abhängigkeit von der Anzahl an Rohrreihen im Gleichstrom	113
Abbildung 96 - Wärmeleistung Economiser und Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit der Anzahl an Rohrreihen in Gleichstrom im GuD-Lastpunkt 2	114
Abbildung 97 - Schematische Darstellung der verschiedenen NO _x -Bildungsmechanismen [66].....	115
Abbildung 98 - NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus für eine Erdgasverbrennung [70].....	116
Abbildung 99 - Verlauf der unterschiedlichen NO _x -Bildungsmechanismen in Abhängigkeit der Temperatur in einer Kohlestaubfeuerung [68]	117
Abbildung 100 – Übersicht Verschmutzungszonen.....	119
Abbildung 101 - Blick auf Fernwärmeschleife	120
Abbildung 102 – Kondensatvorwärmeschleife und Economiserheizfläche	120
Abbildung 103 - Leckage Fernwärmeschleife	120
Abbildung 104 - Fernwärmeschleife.....	120
Abbildung 105 - Verdampferbündel 2	121
Abbildung 106 - NH ₃ -Eindüselanze.....	121
Abbildung 107 - intakte Katalysatorfläche.....	121
Abbildung 108 - lokaler Schaden Katalysator	121
Abbildung 109 - SO ₂ -Oxidation [76].....	123
Abbildung 110 - NO _x -Konzentrationen Betriebsjahr 2013 (Stundenmittelwerte).....	124
Abbildung 111 - NO _x -Konzentration geordnet nach Koksgasmenge.....	125
Abbildung 112 - NO _x -Konzentration in Abhängigkeit der Koksgasmenge	125
Abbildung 113 - SO ₂ -Konzentration geordnet nach Erdgasmenge.....	126
Abbildung 114 - SO ₂ -Konzentration in Abhängigkeit der Erdgasmenge	127
Abbildung 115 - H ₂ SO ₄ -Bildung in Abhängigkeit der Temperatur bei verschiedenen Wasserdampfdrücken [77].....	128
Abbildung 116 - Siedediagramm von Schwefelsäure bei 1,013 bar [78]	128
Abbildung 117 - Vergleich SO ₂ Gehalt Rechnung – Messung.....	129
Abbildung 118 - Vergleich Berechnungsansätze Säuretaupunkt.....	130

Abbildung 119 - Berechneter Säuretaupunkt (Maximalwert der untersuchten Berechnungsansätze)	130
Abbildung 120 - System Fe_2O_3 - SO_3 - H_2O von 50°C bis 200°C [83]	131
Abbildung 121 - Bildungstemperaturen von Ammoniumhydrogensulfat und Ammoniumsulfat in Abhängigkeit von der NH_3 - und SO_3 -Konzentration [84]	133
Abbildung 122 - Ausfall von Ammoniaksalzen in Abhängigkeit der NO_x -Konzentration [86]	135
Abbildung 123 - Brennkammertemperaturen in Abhängigkeit von der Rezi-Menge	137
Abbildung 124 - Kamintemperatur & Rauchgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Rezi-Menge	138
Abbildung 125 - Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Rezi-Menge	138
Abbildung 126 - Stromausbeute in Abhängigkeit von der Rezi-Menge	139
Abbildung 127 - NH_3 -Eindüseverrohrung Kessel innen (3 Lanzen)	141
Abbildung 128 - NH_3 -Eindüseverrohrung Kessel außen (7 Lanzen, halber Kessel)	141
Abbildung 129 - Simulationsgeometrie von zwei Verteilerlanzen [87]	142
Abbildung 130 – Simulationsgeometrie (Lage der Bohrungen) [87]	142
Abbildung 131 - Geschwindigkeitsprofil (velocity magnitude) Eindüselanze in m/s (Volllast) [87]	142
Abbildung 132 – Geschwindigkeitsprofil in m/s (Volllast) [87]	143
Abbildung 133 - Kontur Molanteil NH_3 (Volllast) [87]	143
Abbildung 134 - Geschwindigkeitsprofil in m/s ohne Tragluftvorwärmung (40°C) (Volllast) [87]	143
Abbildung 135 – Geschwindigkeitsprofil mit Tragluftvorwärmung (140°C) (Volllast) [87]	143
Abbildung 136 - Geometrie Bohrungen Eindüselanze (Ist-Zustand)	144
Abbildung 137 - Geometrie Bohrungen Eindüselanze (Alternative Geometrie)	144
Abbildung 138 - Geschwindigkeitsprofil der Alternativgeometrie in m/s (Volllast) [87]	144
Abbildung 139 - Kontur Molanteil NH_3 der Alternativgeometrie in (Volllast) [87]	144
Abbildung 140 - Vergleich Volumenkonzentration NH_3 im Querschnitt vor dem Katalysator [87]	145
Abbildung 141 - Anlagenschema nach dem Umbau 2015	147
Abbildung 142 - Stromausbeute der Umbaumaßnahmen	148
Abbildung 143 - Q-T Diagramm GuD-Lastpunkt 1 nach Umbau	150
Abbildung 144 - Q-T Diagramm GuD-Lastpunkt 2 nach Umbau	150

Abbildung 145 - Demontage eines alten Heizflächenbündel (Bild 1)	153
Abbildung 146 - Demontage eines alten Heizflächenbündels (Bild 2)	154
Abbildung 147 - Einheben eines neuen Heizflächenbündels.....	154
Abbildung 148 - Tragluftvorwärmer	154
Abbildung 149 - HD-Vorwärmer	155
Abbildung 150 - Neue Register für die Kondensatunterkühlstufe	156
Abbildung 151 - ECO-Wasser-Bedampfung des Speisewasserbehälters	157
Abbildung 152 - Fotos Economiser vom 04.10.2018.....	159
Abbildung 153 - Verschmutzungsmechanismus im Bereich der NH ₃ -Eindüsung	160
Abbildung 154 - Gemessene Spreizung beim Economiser vor und nach dem Umbau.....	161
Abbildung 155 - Gemessene Rauchgastemperatur vor und nach dem Umbau	162