



Julia Brugger BSc

Off-Design-Verhalten von Dampfkraftwerken

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieurin

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer:

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

Dipl.-Ing. Christian Scheinecker

Graz, Juni 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the used sources. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Kurzfassung

Die voestalpine betreibt am Standort Linz ein Kraftwerk, bestehend aus 7 Blöcken, mit einer insgesamt installierten Leistung von über 400MW. Die während des Hüttenbetriebs generierten Kuppelgase beeinflussen die Betriebsführung der Kraftwerke wesentlich. Es ist demnach nicht immer möglich, alle Kraftwerksblöcke in Vollast bzw. im Wirkungsgradoptimum zu betreiben. In der vorliegenden Diplomarbeit wird das Teillastverhalten des Kraftwerksblocks 03 näher betrachtet und es werden aus dieser Analyse mögliche Optimierungspotentiale abgeleitet. In der erstellten Simulation des Voll- und Teillastbetriebes konnten die Effekte der angedachten Verbesserungen ermittelt werden.

Im ersten Schritt wurde der Zustand des Dampfkraftwerks im Vergleich mit dem Abnahmestand analysiert. In weiterer Folge wurden unter anderem aus dieser Gegenüberstellung Optimierungspotentiale bestimmt und diese in Variantenstudien durchgerechnet.

Die wichtigsten anwendbaren Verbesserungen betreffen eine erhöhte Vorwärmung im Speisewasserbehälter, die Erneuerung der Kondensatorrohre und den exergetisch günstigeren Betrieb der Wanderanzapfung, die einen 18bar (relativ) Prozessdampfstrom aus der Hochdruckturbine entnimmt. Wie die Simulation gezeigt hat, ist es nicht sinnvoll den Dampfluftvorwärmer für eine weitere Vorwärmung, die jenseits des geforderten Temperaturniveaus zur Vermeidung des Säureausfalls im Kamin liegt, zu nutzen.

Abstract

In Linz voestalpine owns a power plant with an installed capacity of over 400 MW. As its operation depends upon the gases created during the steel production it is not always possible to operate at full load conditions respectively at the point of highest efficiency. Thus this thesis focuses on the part load behavior of unit 03 and its optimization possibilities. The effects of possible modifications were verified by the simulation of full- and part-load operation.

In the first step the actual plant status was compared with the acceptance conditions. Based on these differences optimization potentials were found and evaluated by the simulation.

The possible improvements include an enhanced preheating of the fluid in the deaerator, the renewal of the condenser tubes and the smarter operation of the tap for the 18 bar (relative) steam flow which is taken from the high pressure turbine. As the simulation also showed it is not economic to use the steam air preheater for a further preheating above the requested temperature level to avoid acid condensation in the chimney.

Danksagung

Die nachfolgende Arbeit wurde für die voestalpine in Kooperation mit dem Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der TU Graz angefertigt. Ein herzliches Dankeschön gilt Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sanz, der mich von Seiten des Instituts bestens betreut und unterstützt hat.

Mein besonderer Dank gilt Dipl.- Ing. Christian Scheinecker, der mein Ansprechpartner bei der voestalpine war. Mit seinen Ratschlägen und seiner Unterstützung stand er mir in allen Phasen meiner Arbeit hilfreich zur Seite und seine exzellente Unterstützung ermöglichte mir die reibungslose Abwicklung der Arbeit.

Der größte Dank gilt jedoch meinen Eltern, die mir das Studium ermöglichten und mich auch in allen anderen Bereichen meines Lebens unterstützt haben.

Danke!

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VIII
1 Einleitung.....	1
2 Aufgabenstellung.....	2
3 voestalpine	3
3.1 Geschichte	3
3.2 Kraftwerk.....	4
3.2.1 Kraftwerksblock 03.....	6
4 Dampfkraftwerk	7
4.1 Dampferzeuger.....	7
4.1.1 Naturumlaufkessel	8
4.1.2 Economiser	9
4.1.3 Luftvorwärmer.....	9
4.1.4 Überhitzer.....	10
4.2 Brennkammer.....	10
4.3 Regenerative Speisewasservorwärmung	10
4.4 Mischvorwärmer (Speisewasserbehälter, Entgaser).....	11
4.5 Turbine	12
4.6 Kondensator	12
5 Betriebsweise Block 03.....	14
6 Versuchsfahrt	16
7 Simulation.....	18
7.1 IPSEpro	18
7.2 Modell	18
7.2.1 Brennstoff und Brennkammer.....	20
7.2.2 Dampferzeuger.....	21
7.2.3 Turbinen	23
7.2.4 Hoch- und Niederdruckvorwärmer	25
8 Vergleich Istzustand und Abnahmezustand	26
8.1 Kondensator	28
8.2 Vorwärmer	28
8.3 Turbinen	29
9 Off-Design Verhalten.....	30
9.1 Teillastverhalten von Dampfturbinen	30
9.1.1 Regelungsarten von Dampfturbinen	33
9.1.1.1 Festdruckbetrieb	33
9.1.1.2 Gleitdruckbetrieb	35

9.1.1.3	Modifizierter Gleitdruckbetrieb	37
9.1.2	Verluste der Teillast.....	37
9.1.2.1	Ventilationsverluste	37
9.1.2.2	Austrittsverlust	37
9.1.3	Wirkungsgradverlauf der Turbinenstufen	41
9.2	Teillastverhalten des Generators	44
9.3	Teillastverhalten der Wärmetauscher.....	45
10	Simulation der Teillast.....	46
11	Optimierungspotentiale	51
11.1	Exergieanalyse.....	51
11.1.1	Definition Exergie	51
11.1.2	Exergieverlust	53
11.1.3	Ergebnisse.....	54
11.2	Dampf-Luftvorwärmer.....	55
11.3	Wanderanzapfung	60
11.4	Speisewassertemperatur.....	64
11.5	Kondensatordruck	69
12	Wirtschaftlichkeitsrechnung	70
13	Zusammenfassung und Diskussion.....	72
14	Literaturverzeichnis.....	74
15	Abbildungsverzeichnis.....	76
16	Tabellenverzeichnis	78
17	Anhang.....	79
17.1	A I Messergebnisse Volllast	79
17.2	A II Messergebnisse und Simulationen Teillast	82
17.3	A III Ergebnisse Exergieanalyse	98

Nomenklatur

Formelverzeichnis:

A	Fläche [m ²]
c	Absolutgeschwindigkeit [m/s]
c _p	Wärmekapazität [kJ/(kgK)]
D	Durchmesser [m]
e	spezifische Exergie [J/kg]
E _v	Exergieverlust [J]
E _x	Exergie [J]
H _u	unterer Heizwert [kJ/kg]
h	spezifische Enthalpie [J/kg]
\dot{I}	Irreversibilitätsrate [kW]
k	Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m ² K)]
l	Länge [m]
M	Molmasse [kg/kmol]
\dot{m}	Massenfluss [kg/s]
n	Polytrophenexponent
n	Drehzahl [U/min]
P	Leistung [W]
p	Druck [N/m ²]
\dot{Q}	Wärmeleistung [W]
R	Gaskonstante [J/(kgK)]
T	Temperatur [K]
t	Temperatur [°C]
S	Entropie [J/K]
s	spezifische Entropie [J/(kgK)]
u	Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
v	spezifisches Volumen [m ³ /kg]
W	Arbeit [kJ]
w	Relativgeschwindigkeit [m/s]

Griechisch:

Δ	Differenz
ε	Beaufschlagungsgrad [%]
Θ	Temperatur [K]
κ	Isentropenexponent
λ	Verbrennungsluftverhältnis [%]
μ	Massenanteil [%]
η	Wirkungsgrad [%]
φ	Volumenanteil [%]
ρ	Dichte [kg/m^3]

Abkürzungen:

A	Anzapfung
AG	Abgas
B	Brennstoff
BEZ	Bezug
D	Dampf
dc	Abflusseite des kalten Fluides (drain cold)
dh	Abflusseite des heißen Fluides (drain hot)
C	Carnot
el	elektrisch
ELEP	Expansion Line End Point
DE	Dampferzeuger
fc	Zuflusseite des kalten Fluides (feed cold)
FD	Frischdampf
fh	Zuflusseite des heißen Fluides (feed hot)
HD	Hochdruck
HDV	Hochdruckvorwärmer
LD	Linz-Donawitz
LP	Lastpunkt
Luvo	Luftvorwärmer

m	mechanisch
N	Nutzen
ND	Niederdruck
NDV	Niederdruckvorwärmer
R	Reibung
RG	Rauchgas
RV	Regelventil
S	Strahlung
U	Umgebung
UEEP	Used Energy End Point
V	Verlust
W	Wasser

Chemische Formeln

Ar	Argon
CH ₄	Methan
C ₂ H ₆	Ethan
C ₃ H ₈	Propan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
H ₂ S	Schwefelwasserstoff
N ₂	Stickstoff
O ₂	Sauerstoff
SO ₂	Schwefeldioxid

1 Einleitung

Der Stromverbrauch der voestalpine am Standort Linz entspricht ungefähr dem der Stadt Linz und wird zu etwa 70 % bis 80% durch Eigenerzeugung abgedeckt. Mit einer installierten Leistung von über 400 MW gehört das Kraftwerk der voestalpine zu den größten Industriekraftwerken in Österreich. Es werden dort hauptsächlich die Kuppelgase aus dem Hüttenbetrieb (Gichtgas, Kokereigas, Tiegelgas), aber auch Erdgas zu Strom, Dampf und Fernwärme umgewandelt.

Da die Betriebsführung des Kraftwerks wesentlich vom Hüttenbetrieb abhängt, ist es nur selten möglich, alle Kraftwerksblöcke in Vollast bzw. im Wirkungsgradoptimum zu betreiben. Dementsprechend befinden sich die Kraftwerke meist im Teillastbetrieb mit verminderten Wirkungsgraden. Es wird deswegen in der vorliegenden Diplomarbeit dieser Off-Design-Betrieb näher betrachtet und versucht Optimierungspotentiale zu finden.

Zur Erfüllung dieser Aufgabe wurde der Kraftwerksblock 03 thermodynamisch in Voll- und Teillast nachmodelliert. Mit den aus der Simulation und aus der durchgeführten Versuchsfahrt erhaltenen Daten wurden Verbesserungsvorschläge kreiert. Der Nutzen dieser konnte durch die erstellten Simulationen eruiert werden und somit auch die Sinnhaftigkeit dieser abgeklärt werden.

2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit war die Erstellung eines IPSEpro - Modells des Kraftwerksblocks 03, um mögliche Optimierungspotentiale zu erkennen und diese auch durchrechnen zu können. Dabei sollte auf die folgenden Punkte eingegangen werden:

- Analyse der derzeitigen Betriebsführung bzw. der zukünftig geplanten Einsatzweisen des Blocks
- Definition von Teillastpunkten für weitere Untersuchungen
- Erstellung eines Volllastmodells mit IPSEpro mit Auslegungsparametern der Anlage
- Vergleich Abnahme- und Istzustand
- Erstellung von Teillastmodellen für definierte Lastpunkte und Validierung der Modelle mit aktuellen Anlagedaten
- Erarbeiten von Optimierungsvorschlägen und Überprüfung dieser durch Variantenstudien

3 voestalpine

Die voestalpine ist einer der weltweit führenden Anbieter für anspruchsvolle Stahlprodukte, insbesondere für technologieintensive Branchen wie Automobil, Energie, Bahn- und Luftfahrt. [1]

In den folgenden Kapiteln wird der Konzern der voestalpine mit seiner Geschichte vorgestellt und im weiteren Verlauf dann näher auf den standorteigenen Kraftwerkskomplex in Linz eingegangen.

3.1 Geschichte

Die Anfänge der Voest Alpine gehen zurück bis in das Jahr 1938. In diesem wird die „Reichswerke Aktiengesellschaft für Erzbergbau und Eisenhütten Hermann Göring“ als Tochtergesellschaft der Reichswerke gegründet. Das damalige Stahlwerk hatte vor allem die Aufgabe die nationalsozialistische Kriegsindustrie zu unterstützen und wurde ab 1941 schrittweise in Betrieb genommen. Die Division „Eisenwerke Oberdonau GmbH“ wurde mit der Produktion von Panzer(ersatz)teilen betraut und bekam dadurch höchste Priorität bei den Bauarbeiten. Der kriegsbedingte Arbeitermangel und die durch die Größe des Firmenkomplexes benötigte enorme Menge an Arbeitskräften führten zum Einsatz von ausländischen Arbeitskräften, Zwangsarbeitern, Kriegsgefangenen und ab 1942 auch KZ-Häftlingen.

Das nach dem Ende des Krieges stark durch Fliegerbomben zerstörte Werk wurde in den darauffolgenden Jahren wieder aufgebaut und sollte nun der Kommerzblecherzeugung dienen. Am 26. Juli 1946 wurde das mittlerweile in „Vereinigte Österreichische Eisen- und Stahlwerke AG“ (VÖEST) umbenannte Unternehmen verstaatlicht.

In den folgenden Jahren wurde die Geschichte der VÖEST entscheidend durch die Entwicklung des Linz-Donawitz (LD) Verfahrens (Sauerstoffaufblasverfahren) geprägt, das die Basis für eine international konkurrenzfähige österreichische Eisen- und Stahlindustrie schuf. So wurde im Dezember 1949 beschlossen das weltweit erste LD-Stahlwerk in Linz zu errichten. Dieses trug in der zweiten Hälfte der 1950er Jahre zu einer erheblichen Produktions- und Umsatzsteigerung im In- und Ausland bei.

Die danach beginnende Rekonzernierung der VÖEST sollte den wirtschaftlichen Konjunkturschwankungen entgegenwirken, die sehr zerstreuten Besitzstrukturen in der

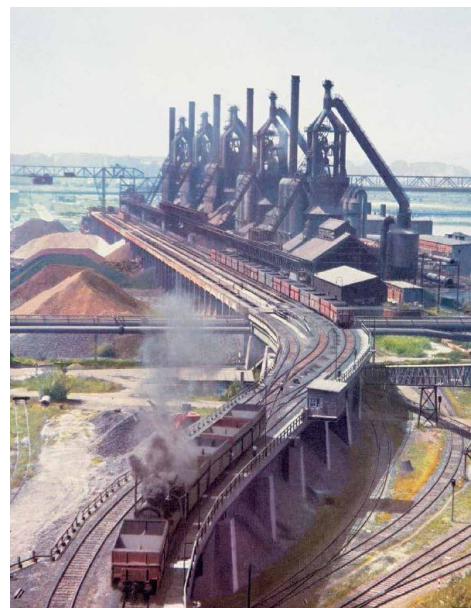


Abbildung 1: Hochofenanlage VÖEST [26]

verstaatlichten Industrie wieder konzentrieren und eine effizientere Verwaltung und Koordination garantieren. Deswegen wurden die Betriebe Hütte Krems, Wiener Brückenbau und das Werk Liezen

1963 in die VÖEST eingegliedert. Um die Effizienz weiter zu verbessern, wurde am 20. Juni 1972 die Fusion mit den Betrieben der Österreichisch- Alpine Montangesellschaft beschlossen. Doch alle diese Maßnahmen konnten den Konzern nicht vor den Auswirkungen der Ölkrise, der generell schlechten wirtschaftlichen Entwicklung und den Folgen der immer verstärkten staatlichen Kontrolle über Verwendung von Kapitalzuschüssen bewahren. Im Jahr 1985 wurde der Bankrott erklärt, wodurch auch der gesamte Vorstand zurücktritt.

Um wieder in die Gewinnzone zu kommen, stand in den folgenden Jahren nun Konsolidierung, Rationalisierung und Sanierung im Vordergrund. Die getroffenen Maßnahmen trugen schon bald Früchte und 1988 wurde der Turnaround in den meisten Bereichen geschafft.

Um eine Privatisierung zu ermöglichen, wurden 1993 die drei Konzerne VOEST-ALPINE Technologie AG, Böhler-Uddeholm AG und die VOEST-ALPINE STAHL AG gegründet. Im Oktober 1995 schritt die Privatisierung der VOEST-ALPINE STAHL AG durch einen Börsengang von vorerst 31,7% voran.

Die kommende Periode zeichnete sich durch einige Akquisitionen und fortschrittliche Projekte aus. Es seien hier die Übernahme des niederländischen Automobilzulieferkonzerns Polynorm N.V. und die Inbetriebnahme einer neuen Gas- und Dampfturbinenanlage zur Strom- und Industriedampferzeugung beispielhaft erwähnt.

2001 wurde der Konzern in voestalpine AG umgetauft und in vier Divisionen (Stahl, Motion, Bahnsysteme und Profilform) aufgeteilt. Seit dem 31. August 2005 befindet sich die voestalpine zu 100% in Privatbesitz.

Heute beschäftigt die voestalpine über 46.400 Mitarbeiter in den 500 Konzerngesellschaften und -standorten in 50 Ländern auf allen fünf Kontinenten. [1]

3.2 Kraftwerk

Bei der Erzeugung von Stahl fallen Kuppelgase wie Koksofen- oder Gichtgase an. Um eine bessere Energieausnutzung zu erreichen, können diese energetisch noch wertvollen Prozessgase weiter verwertet werden. Aus diesem Grund ist die Kombination eines Stahlwerkes mit einem Kraftwerk eine sehr sinnvolle.

Um die Dimensionen des Energiebedarfs der voestalpine zu illustrieren, dient Abbildung 2. In dieser wird der Eigenverbrauch mit dem Eigenbedarf des Komplexes in Linz gegenübergestellt. Der Stromverbrauch im Jahre 2012 beziffert sich auf 2.102 GWh, dies entspricht in etwa dem Verbrauch der Stadt Linz. Man kann dem Diagramm entnehmen, dass im Durchschnitt ungefähr 85% des Energiebedarfs durch Eigenerzeugung gedeckt werden. [2]

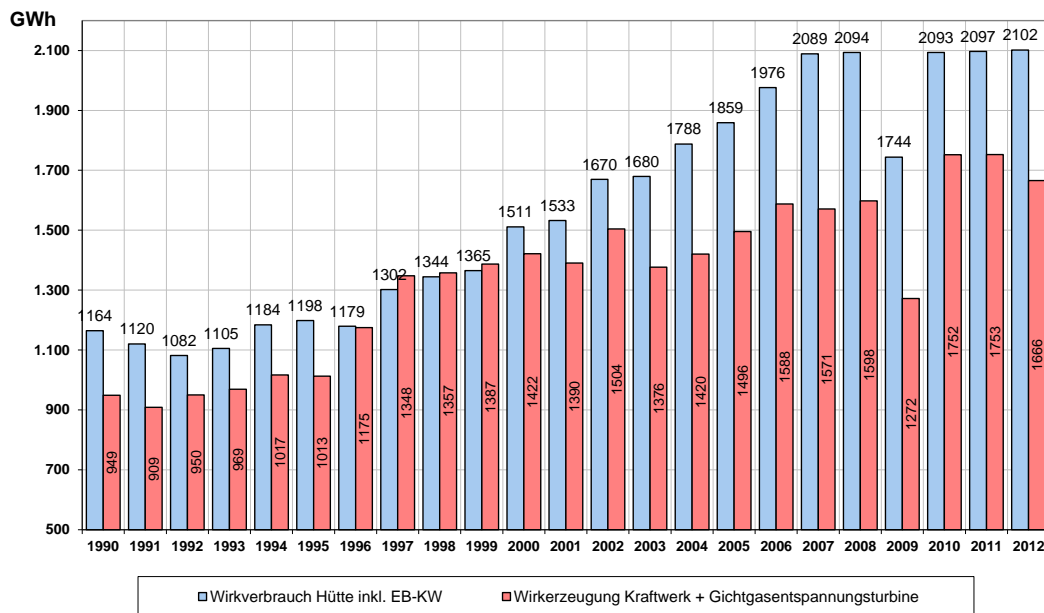


Abbildung 2: Verbrauch und Erzeugung elektrischer Energie [3]

Gebaut wurde der Kraftwerkskomplex 1939/40 als Sammelschienenkraftwerk und umfasste damals 7 Dampfturbinen und 8 Kessel, womit eine elektrische Leistung von 175 MW produziert werden konnte. Mittlerweile wurde diese ursprüngliche Sammelschienenanlage komplett außer Betrieb genommen und die Stromversorgung übernehmen jetzt fünf Dampfkraftwerke und ein Gas- und Dampfblock. Neben der Bereitstellung der benötigten Energie sind die Kraftwerksblöcke noch für die Erzeugung des 18-bar Prozessdampfes und der Fernwärme für das KELAG Fernwärmenetz verantwortlich.

Die folgende Abbildung 3 gibt einen Überblick über das Kraftwerksareal.

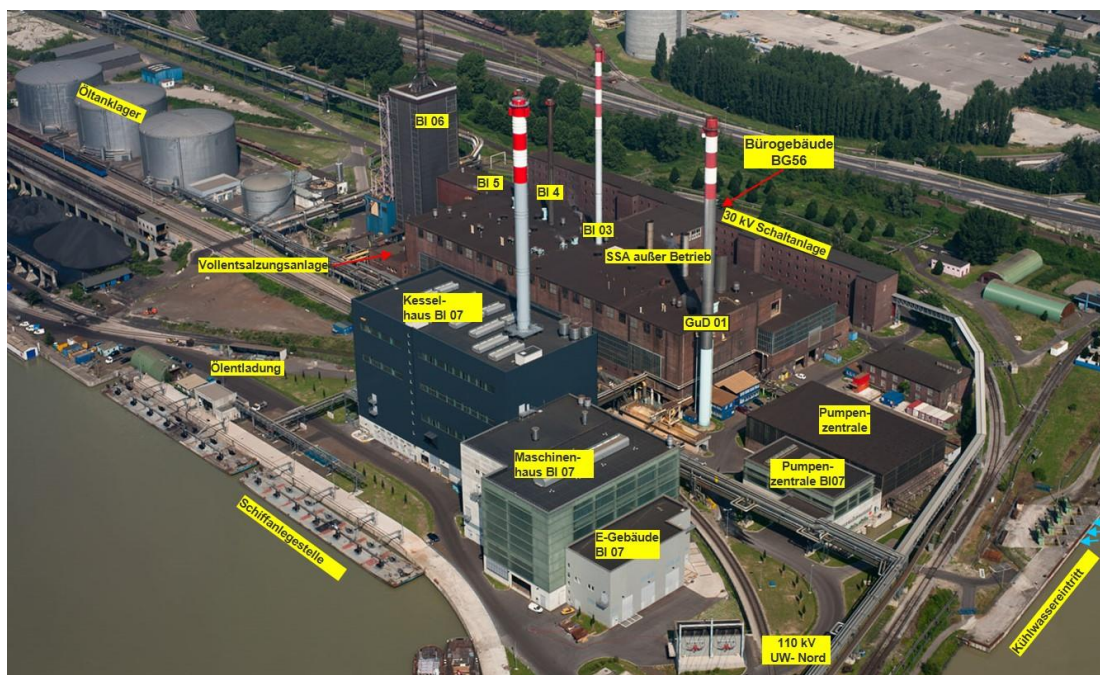


Abbildung 3: Kraftwerkskomplex der voestalpine Stahl [3]

3.2.1 Kraftwerksblock 03

Da sich die vorliegende Diplomarbeit nur mit dem Kraftwerksblock 03 beschäftigt, soll dieser nun genauer beschrieben werden.

Block 03 wurde im Jahre 2001 gebaut und besteht aus einem Zweitrommel-Naturumlaufkessel und einer zweistufigen Entnahme-Kondensationsturbine. Der maximale Dampfmassenstrom beträgt 140 t/h und mit diesem kann eine Leistung von 40 MW produziert werden, die über einen 3-Wicklungstrafo in das 30 kV-Hüttenetz oder bei Bedarf in das 6 kV-Notnetz (bei Stillstand von Block 04/05) eingespeist wird. Über eine Wanderanzapfung wird der benötigte 18-bar Prozessdampf entnommen. Die Frischdampfparameter betragen 120 bar und 540°C, welche durch die Verbrennung von Gichtgas, Kokereigas und/oder Erdgas erreicht werden. [3]

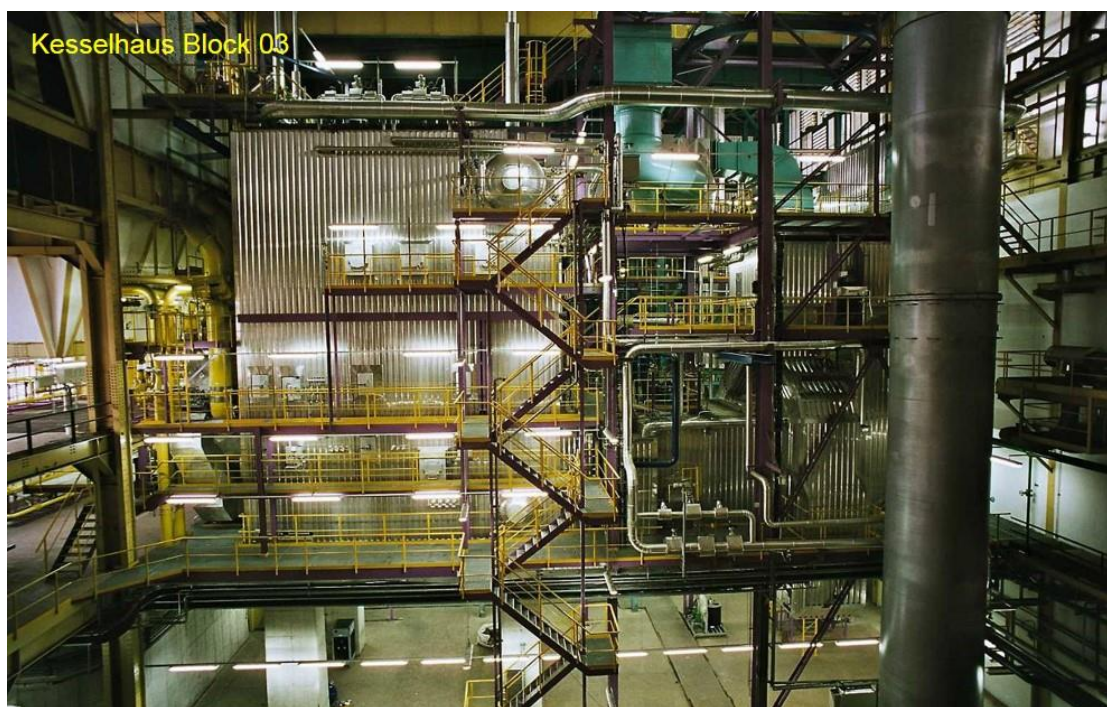


Abbildung 4: Kesselhaus Block 03 [3]

4 Dampfkraftwerk

In den folgenden Kapiteln wird auf die einzelnen Komponenten, der Bestandteile eines Dampfkraftwerkes, eingegangen. Ein vereinfachter Dampfkreislauf ist in Abbildung 5 dargestellt, dieser soll einen kurzen Überblick über eine Dampfkraftanlage geben.

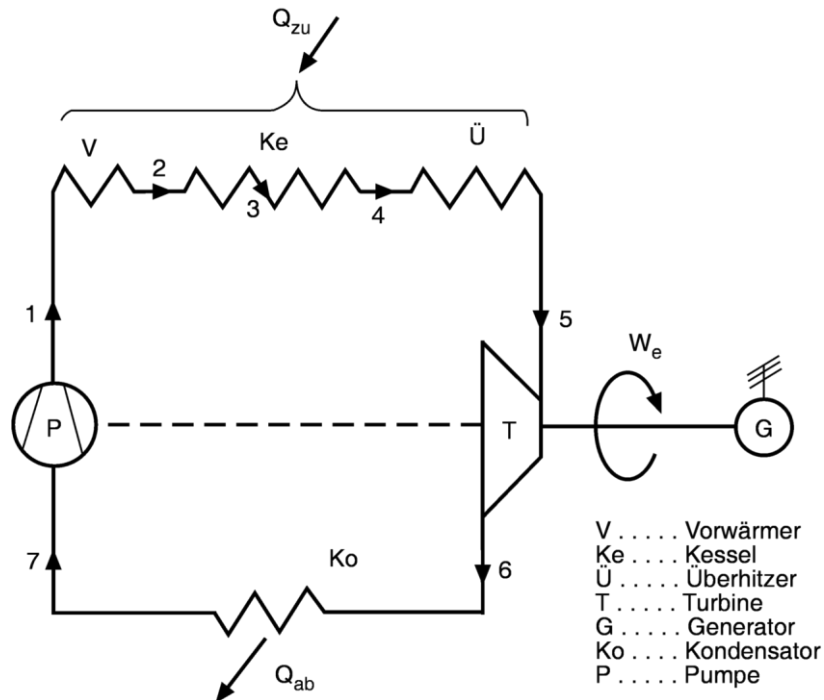


Abbildung 5: Dampfkraftanlage (schematische Darstellung) [4]

4.1 Dampferzeuger

Die Aufgabe eines Dampferzeugers ist die Erhitzung von Wasser und die Umwandlung von diesem zu Dampf. Um dies bewerkstelligen zu können, besteht ein Dampferzeuger aus der Feuerung und den Wärmeüberträgern (Economiser, Verdampfer, Überhitzer, Zwischenüberhitzer, Luftvorwärmer). Sie werden in Großwasserraumdampferzeuger und Wasserrohrdampferzeuger unterteilt.

In der Gruppe der Wasserrohrkessel gibt es nun zwei verschiedene Wirkprinzipien, den Naturumlaufkessel und den Zwangdurchlaufkessel. Die Zirkulation des Naturumlaufkessels beruht auf dem Dichteunterschied zwischen Dampf und flüssigem Wasser, sodass der Einsatz dieser Kessel nur bei unterkritischen Bedingungen (kritischer Punkt bei: 374,12 °C / 221,2 bar) möglich ist. Bei den Zwangdurchlaufkesseln ist durch den Einbau einer Umwälzpumpe auch der Betrieb im überkritischen Bereich möglich. [5]

Da in Block 03 des voestalpine Kraftwerks ein Kessel nach dem Naturumlauf eingebaut ist, wird nur auf diesen näher eingegangen.

4.1.1 Naturumlaufkessel

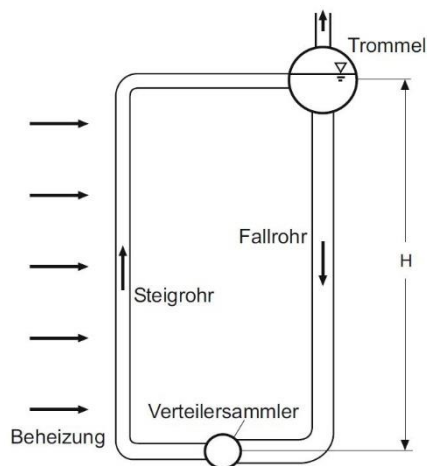


Abbildung 6: Naturumlaufdampferzeuger [6]

Der Naturumlauf findet in Europa hauptsächlich bei kleineren Industrie- und Heizkraftwerken Anwendung, da ab einer Dampfleistung von 500 t/h Zwangsdurchlaufsysteme wegen des geringeren Materialaufwandes günstiger werden. Diese Reduktion resultiert aus dem stabileren Wasserumlauf durch die Umwälzpumpe und den damit höheren zulässigen Strömungswiderständen in den Verdampferrohren, die einen geringeren Durchmesser dieser erlauben. Weltweit sind aber trotzdem mehrheitlich Dampferzeuger nach dem Naturumlaufprinzip im Einsatz, welche eine Kapazität von bis

zu 2.000 t/h haben können. [6]

Ein Naturumlaufkessel besteht aus den in Abbildung 6 dargestellten vier Hauptkomponenten der Trommel, dem Verteilersammler und den Steig- und Fallrohren.

In den beheizten Steigrohren sinkt die Dichte des Fluides durch Dampfblasenbildung ab und erzeugt somit in den nicht oder nur wenig beheizten Fallrohren einen Überdruck. Dieser drückt das Wasser-Dampfgemisch in den Steigrohren nach oben in die Trommel, gleichzeitig fließt siedendes Wasser aus den Fallrohren nach. In der Trommel werden die beiden Phasen separiert, der Dampf strömt weiter in die Überhitzerrohre, während das zurückgebliebene Wasser wieder den Weg durch die Fallrohre antritt. Dieser Umlauf wird bereits beim Vorhandensein geringer Temperaturdifferenzen des Fluides in Steig- und Fallrohren aktiviert, was vor allem beim Anfahren einer Naturumlaufanlage von Bedeutung ist.

Die Kühlung der Rohre wird durch die dort stattfindende Verdampfung gewährleistet. Damit keine Dampfblasen hängen bleiben und es somit zu einer Überhitzung kommt, sollte der Umlaufstrom aber mindestens das fünf bis siebenfache des gebildeten Dampfstromes sein. Durch den Verteilersammler wird eine gleichmäßige Verteilung des Wassers auf die Steigrohre gewährleistet. [6], [7]

Die Vorteile eines Naturumlaufdampferzeugers finden sich in seinem einfachen Aufbau, der Energieersparnis der Umwälzpumpe und der niedrigeren Qualitätsanforderung an das Speisewasser, da die Möglichkeit der Abschlammung aus der Trommel besteht. Infolge des festgehaltenen Verdampfungsendpunktes in der Trommel sinkt die Frischdampf Temperatur bei Teillast. Dies und die Empfindlichkeit des Systems gegen schnelle Druckabsenkungen sind die den oben genannten Vorteilen gegenüberstehende Nachteile. Bei einem markanten Druckabfall kann es zu einer starken Dampf Bildung in den Fallleitungen und somit zu Instabilitäten im Wasserumlauf kommen. [5], [6]

4.1.2 Economiser

In Economisern wird die Rauchgaswärme hinter den Verdampfer- und Überhitzerheizflächen zur Aufwärmung des zugeführten Speisewassers ausgenutzt. Damit soll einerseits die Temperatur der Abgase auf eine wirtschaftlich tragbare gesenkt werden und andererseits der Wirkungsgrad der Anlage durch eine erhöhte mittlere Eintrittstemperatur verbessert werden. Die Speisewassereintrittstemperaturen liegen bei Blockanlagen normalerweise zwischen 150 und 270°C. Um bei den hohen Eintrittstemperaturen die Abgaswärme niedrig halten zu können, wird in der Regel ein Luftvorwärmer nachgeschaltet. [5], [7]

4.1.3 Luftvorwärmer

Die Hauptaufgabe eines Luftvorwärmers (Luvo) ist die Aufwärmung der Verbrennungsluft und damit die gleichzeitige Abkühlung der Rauchgase auf ein wirtschaftlich sinnvolles Niveau. Damit er diesen Zweck erfüllen kann, ist er nach den Economisern vor dem Schornstein eingebaut. Durch die erhöhte Lufttemperatur wird auch noch der Zündvorgang in der Brennkammer unterstützt und die Brennkammerendtemperatur erhöht.

Es gibt zwei verschiedene Arten wie man die Luftvorwärmer ausführen kann, als Rekuperativ-Wärmeübertrager oder als Regenerativ-Wärmeübertrager. Bei der erstgenannten Variante wird die Wärme des Rauchgases durch Konvektion an die Luft übertragen. Die beiden Medien sind durch eine metallische Wand getrennt und vermischen sich somit nicht. Bei den regenerativen Luftvorwärmern wird die Wärme zuerst an eine Speichermasse übertragen und wird von dieser an das kältere Medium abgegeben.

Im Block 03 ist ein Ljungström-Luvo eingebaut, welcher zur Gruppe der Regenerativen Wärmeübertrager zählt. Wie in Abbildung 7 dargestellt, treten hier die Gase durch jeweils feststehende Kanäle nach dem Gegenstromprinzip ein. Die langsam rotierende Speichermasse (1,5 bis 3 U/min) besteht aus dicht gepackten und gefalteten Stahlblechen und kann bei großen Luvos bis zu 500 t schwer

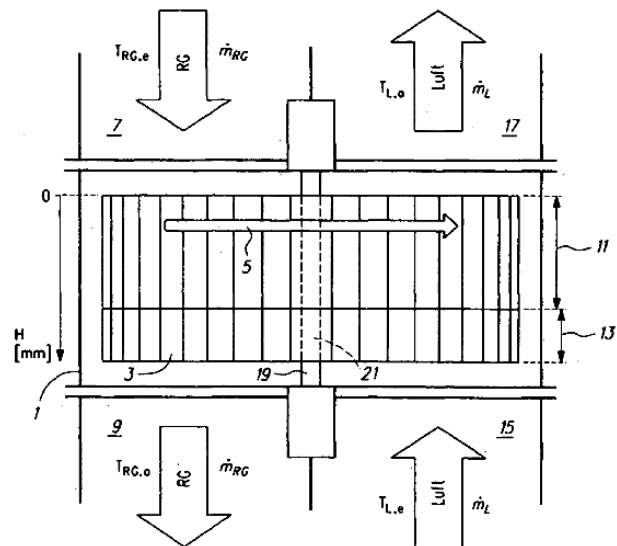


Abbildung 7: Ljungström Luftvorwärmer [9]

werden. Durch die Drehbewegung wird ein gewisser Übertritt von Luft in das Rauchgas und umgekehrt induziert. Weiters strömt die unter höherem Druck stehende Luft auch durch Leckagen in das andere Medium über. Dies zu verhindern ist ein schwer zu handhabendes Problem, da sich der Rotor infolge der großen Temperaturunterschiede schirmartig wölbt und damit die Abdichtung erschwert wird.

Um einer Taupunktkorrosion vorzubeugen, kann man noch einen Dampflluvo vorschalten, der die Luft auf bis zu 80°C, vor Eintritt in den eigentlichen Luftvorwärmer, vorwärmt. [5], [7], [8], [9]

4.1.4 Überhitzer

Im Überhitzer wird der Satttdampf, der aus dem Dampferzeuger ausströmt durch die Enthalpie der Rauchgase auf die erwünschte Frischdampf­temperatur erwärmt. In den parallel durchströmten Rohren bleibt der Druck, bis auf den Strömungsdruckverlust, konstant. Die weiteren Vorteile eines Überhitzers liegen in der Erhöhung des Carnot-Wirkungsgrades des Prozesses und damit der Senkung der benötigten Brennstoffmenge. Durch diese Verminderung wird auch weniger Rauchgas ausgestoßen und es kann somit die emittierte Schadstoffmenge reduziert werden. [5]

4.2 Brennkammer

In der Brennkammer wird der Brennstoff mit der Luft zusammengeführt und verbrannt. Es ist dabei wichtig, dass die Verweilzeit des Brennstoffes im Feuerraum einen vollständigen Ausbrand garantiert und somit die Bildung von Kohlenmonoxid minimiert. Da bei der Gasfeuerung keine Vergasung oder Verdampfung des Brennstoffes nötig ist, verläuft sie schneller als die Verbrennung von flüssigen oder festen Brennmaterien. [7]

4.3 Regenerative Speisewasservorwärmung

Um ein Optimum des thermischen Wirkungsgrades zu erreichen, wird versucht die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr zu erhöhen. Dafür wird die Turbine an geeigneten Stellen angezapft und mit dem Anzapfdampf das Speisewasser vorgewärmt. Die Grenzen der Vorwärmung ergeben sich aus der zu erreichenden Abgastemperatur, da bei zu starker Anzapf­vorwärmung selbst mit Luftvorwärmern das Rauchgas nicht mehr entsprechend abgekühlt werden kann und die somit entstehenden Rauchgasverluste den Gewinn durch die Vorwärmung wieder aufheben. [10]

Es gibt zwei Arten von regenerativen Speisewasservorwärmern, die Hochdruck- und Niederdruckvorwärmer. Für die erstgenannten, die nach der Speisewasserpumpe angeordnet sind, wird überhitzter Dampf aus den Turbinen entnommen. Für die Niederdruckvorwärmer, welche sich vor der Speisewasserpumpe befinden, wird Dampf aus den Turbinenendstufen genommen, dieser weist

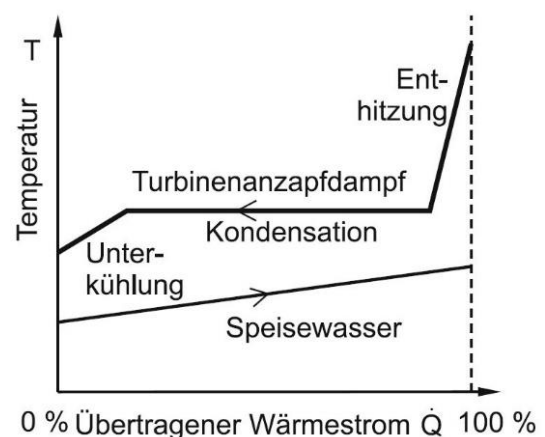


Abbildung 8: TQ-Diagramm eines HD-Vorwärmers [11]

geringeren Druck und geringere Temperatur auf und kann auch schon im Zweiphasenbereich sein. In Abbildung 8 ist ein TQ Diagramm eines Hochdruckvorwärmers dargestellt. [11]

4.4 Mischvorwärmer (Speisewasserbehälter, Entgaser)

Die Aufgaben des Mischvorwärmers sind die regenerative Speisewasservorwärmung, die Entgasung des Speisewassers und die Bereitstellung eines Speisewasserpufferbehälters für den An- und Abfahrvorgang. Durch die Entgasung sollen aggressive Gase, wie Sauerstoff oder Kohlendioxid, aus dem Speisewasser entfernt werden und somit der durch diese Komponenten entstehenden Korrosion vorgebeugt werden. In der folgenden Abbildung ist ein Entgaser schematisch dargestellt.

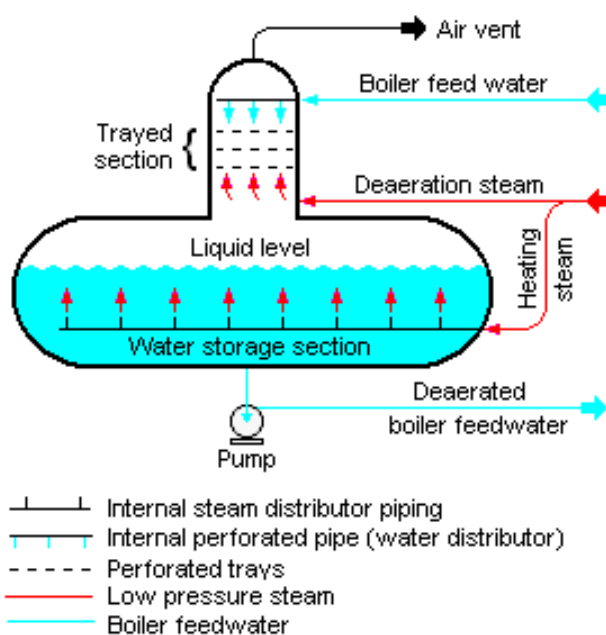


Abbildung 9: Entgaser [27]

Das Prinzip eines Entgasers beruht auf dem Henry-Gesetz und dem Dalton-Gesetz. Das Henry-Gesetz besagt, dass die Konzentration eines Gases in einer Flüssigkeit direkt proportional dem Partialdruck des Gases über der Flüssigkeit ist. Die Proportionalität wird durch die Henry-Konstante ausgedrückt. Das Gesetz ist nur gültig für Gase, die keine chemische Reaktion mit dem flüssigen Medium haben. Nach dem Gesetz von Dalton ist der Gesamtdruck eines Gasgemisches die Summe der Partialdrücke der einzelnen Teilgase.

Um die Konzentration der Gase in der Flüssigkeit zu vermindern, wird das Wasser erhitzt und damit der Dampfdruck in der Grenzschicht erhöht. Dies bewirkt nach dem Gesetz von Dalton eine Verkleinerung des Gaspartialdruckes, was wiederum zu einem geringeren gelösten Gasanteil im Wasser führt. Dies wird bewerkstelligt, indem das zuströmende Speisewasser in die Verrieselungseinbauten geleitet wird. Dort wird es zerstäubt, um eine größere Kontaktfläche mit dem von unten nach oben strömenden heißen Dampf zu gewährleisten und dadurch erhitzt. Der nicht kondensierte Dampf und die ausgefallenen Gase werden permanent über eine kleine Lochblende abgeblasen.

Damit das im Behälter gespeicherte Wasser nicht zu stark auskühlt, wird Dampf durch Verteilerrohre eingedüst. [6], [12], [13]

4.5 Turbine

In den Turbinen wird der Frischdampf bis auf den Kondensatorzustand entspannt. In Abbildung 10 ist das h,s -Diagramm dieses Prozesses dargestellt. Um das ganze Enthalpiegefälle abbauen zu können, sind sie aus einer Vielzahl von Stufen aufgebaut. Da diese oft in einem einzigen Gehäuse keinen Platz mehr haben würden, wird die Maschine in mehrere Teilturbinen unterteilt. Bei der Dampfexpansion kommt es zu einer großen Zunahme des spezifischen Volumens, womit auch die Strömungsquerschnitte zunehmen. Damit deswegen nicht unzulässig lange Schaufeln benötigt werden, wird die Niederdruckturbine häufig mehrflutig ausgeführt.

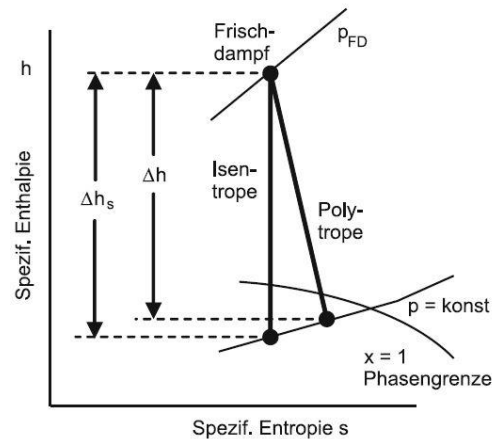


Abbildung 10: Vereinfachter polytroper Entspannungsverlauf in der Turbine im h, s -Diagramm [11]

Grundsätzlich gibt es zwei Arten von Turbinen: Gleichdruck- oder Aktionsturbinen und Reaktions- oder Überdruckturbinen. Bei den ersteren weist das Arbeitsmedium vor und nach dem Laufrad den gleichen statischen Druck auf, bei den Reaktionsturbinen ist das nicht so. [10]

In Block 03 sind zwei Anzapfungsturbinen eingebaut. Von der ersten kann, neben den Anzapfungsströmen für die Speisewasservorwärmer, mittels Wanderanzapfung der 18-bar (relativ) Prozessdampf entnommen werden.

4.6 Kondensator

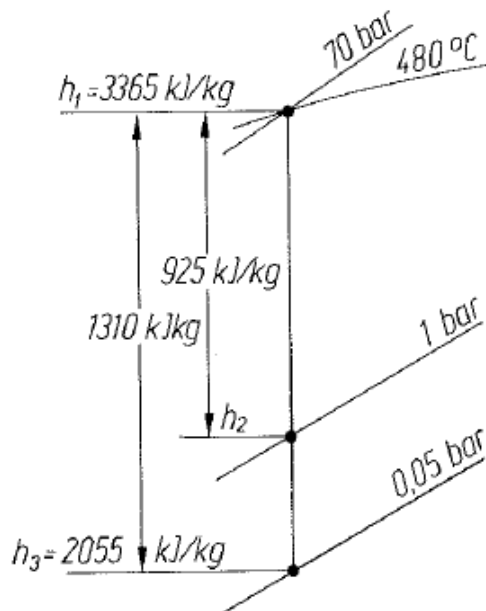
Dem aus der Niederdruckturbinenstufe austretendem Arbeitsmedium wird im nachfolgenden Kondensator Wärme entzogen, sodass es sich verflüssigt. Als Kühlmedium wird bei der Voestalpine in Linz das Wasser der naheliegenden Donau verwendet.

Durch die Anzapfungen der Turbine durchfließen den Kondensator etwa 60% -75% der ursprünglichen Frischdampfmenge, weitere Massenflüsse können durch etwaige Umleitdämpfe, beim Anfahren und Abstellen oder bei plötzlicher Lastabsenkung eingeleitet werden. Bei einer Vollast-Abschaltung kann es vorkommen, dass der Kondensator eine mehr als doppelt so große Wärmeleistung erbringen muss.

Der Kondensator vergrößert das in der Turbine nutzbare Wärmegefälle durch die Generierung eines Unterdrucks und einer somit ermöglichten größeren Entspannung des Dampfes. Damit steigt einerseits der Gesamtwirkungsgrad des Dampfkreislaufes, andererseits beschränken die enormen Wärmeverluste den Wirkungsgrad wiederum auf normalerweise 20% bis 40%. Eine Verbesserung dieser Werte erhält man durch eine Zwischenüberhitzung, also einer Vergrößerung des Nutzgefälles und durch die Speisewasservorwärmungen, die durch den Anzapfdampf ermöglicht werden. Diese

reduzieren den durch den Kondensator fließenden Massestrom und die dadurch entstehenden Wärmeverluste.

In der nebenstehenden Abbildung ist ein h,s Diagramm eines Kondensators abgebildet. Es wird ein Umgebungsdruck von 1 bar angenommen und man sieht, dass bei normaler Entspannung bis zu diesem



Punkt 925 kJ/kg erzeugt werden würden. Im Kondensator herrscht aber ein Unterdruck (in diesem Fall von $0,05 \text{ bar}$) und damit steigt die abgegebene Arbeit um über 40%.

Der Unterdruck entsteht durch die Verringerung des Volumens bei der Kondensation. Wichtig dafür ist, dass der Kondensator möglichst luftdicht ausgeführt wird, da sonst durch den Unterdruck die Umgebungsluft angesaugt wird, bis sich im Kondensator wieder Umgebungsdruck einstellt. [14]

Abbildung 11: h,s Diagramm eines Kondensators [14]

5 Betriebsweise Block 03

Im folgenden Kapitel wird auf die Betriebsführung des Blockes 03 eingegangen. In Abbildung 12 ist dafür der Jahreslastgang für das Jahr 2013 dargestellt.

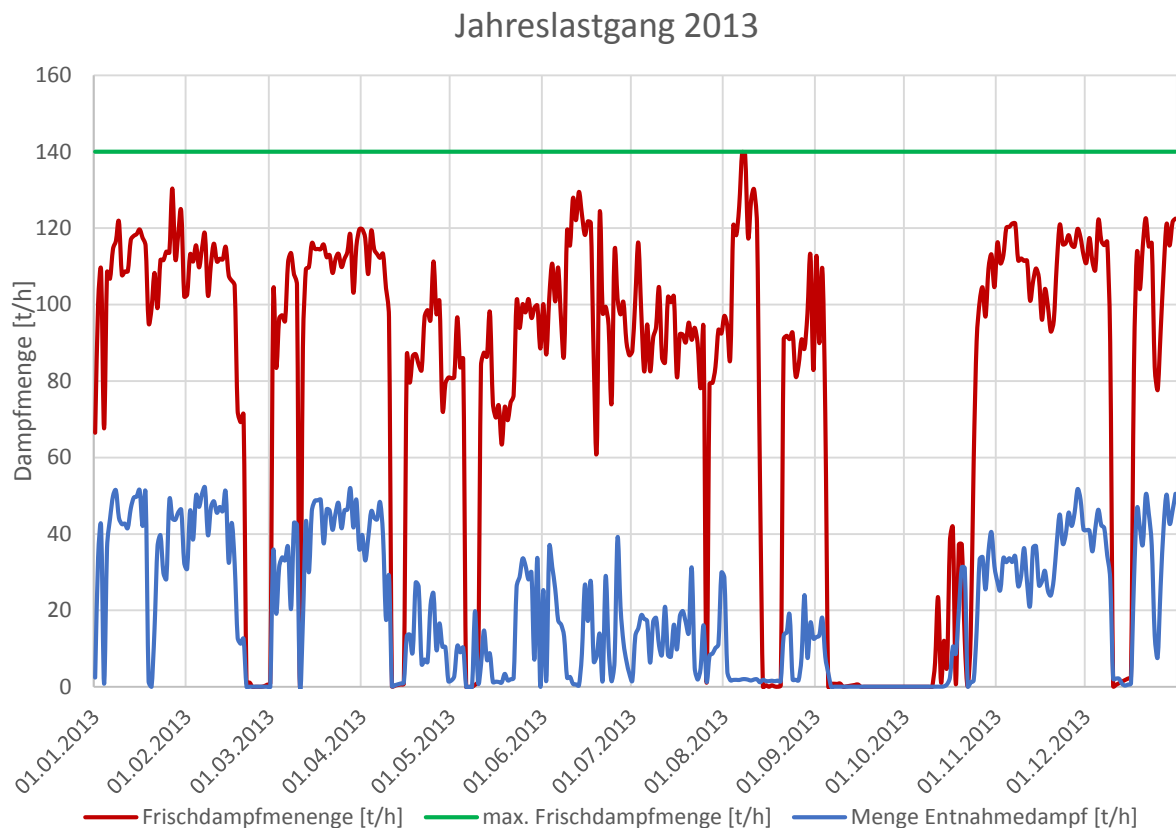


Abbildung 12: Jahreslastgang 2013 Block 03

Aus dem Jahreslastgang kann man erkennen, dass die Anlage hauptsächlich im Teillastbetrieb betrieben wird. Die Frischdampfmenge schwankt typischerweise zwischen 62 und 140 t/h. Die Durchschnittsmenge des Entnahmedampfes beläuft sich auf ca. 20 t/h, wobei man eine erhöhte Entnahme während der kalten Monate (Oktober bis April) feststellen kann. Dies ist auf eine Verwendung des Dampfes als Heizdampf zurückzuführen.

In der folgenden Abbildungen ist die Jahresdauerlinie der gewonnenen Generatorleistung und des entnommenen 19 bar Dampfes dargestellt.

Multipliziert man die generierte Leistung mit der jeweiligen Dauer so bekommt man die Arbeit. Im Jahr 2013 wurden 153183,3 MWh in Block 03 erzeugt.

Jahresdauerlinie 2013 - Generatorwirkleistung

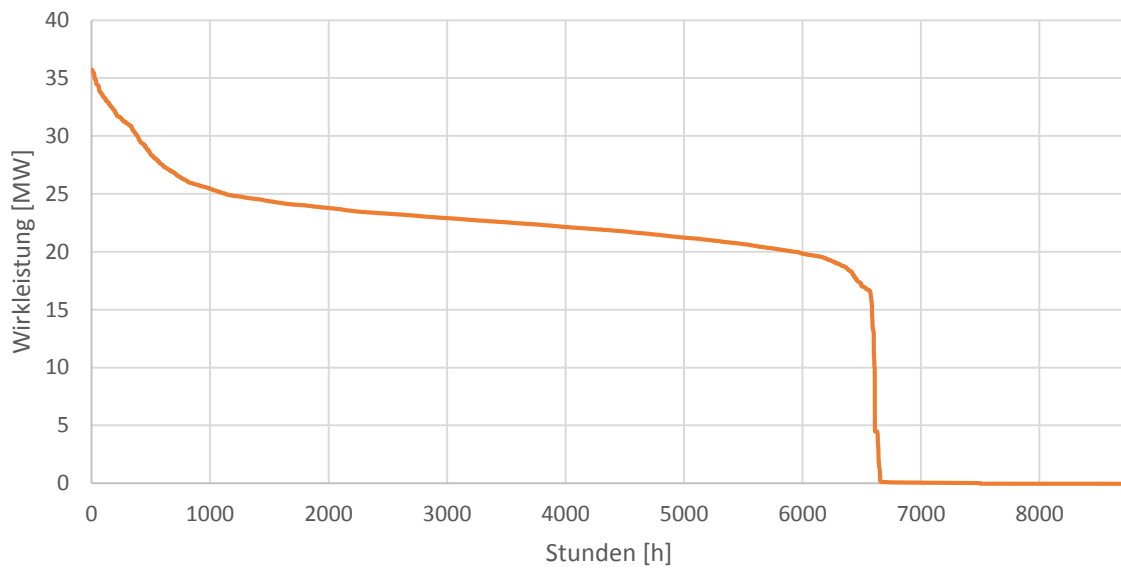


Abbildung 13: Jahresdauerlinie 2013 der Generatorwirkleistung

Jahresdauerlinie 2013 - Dampf

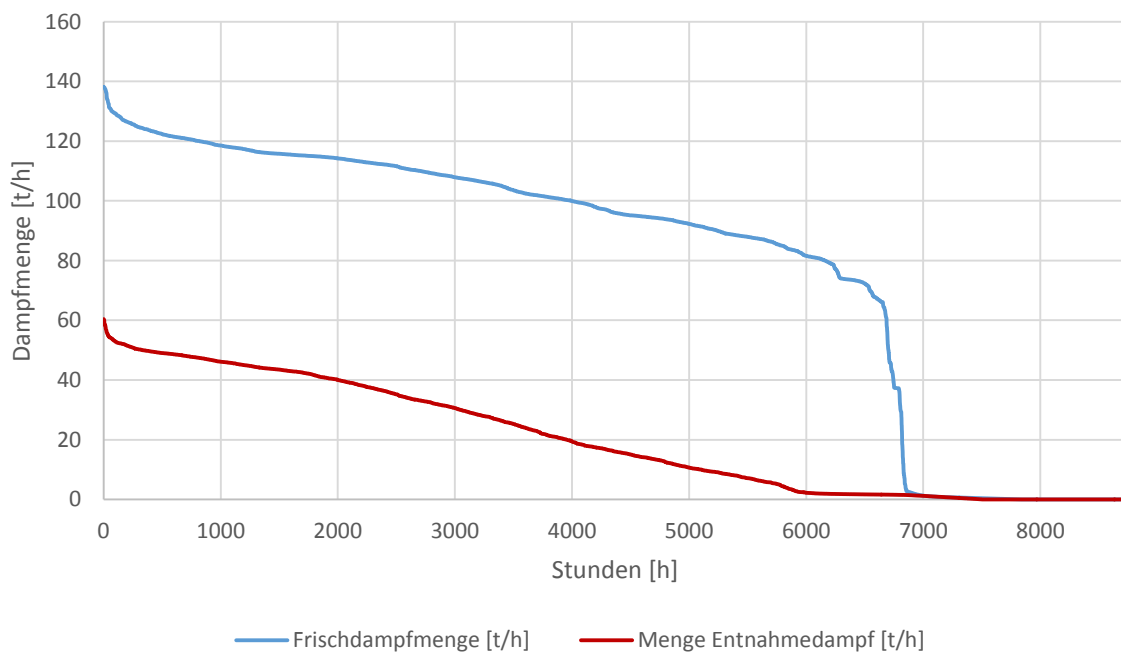


Abbildung 14: Jahresdauerlinie 2013 der erzeugten Frischdampfmenge und des entnommenen 19 bar Dampfes

6 Versuchsfahrt

Für den Vergleich des Istzustandes der Anlage mit dem Zustand bei Abnahme wurde im Dezember 2013 eine Versuchsfahrt durchgeführt, während dieser wurden zehn unterschiedliche Lastpunkte angefahren. Im folgenden Diagramm sind diese definiert. Die Daten, die aus diesen Versuchen gewonnen wurden, sind auch Grundlagen für die Erstellung und Validierung der Simulation.

Tabelle 1: Lastpunkte

Lastpunkt Nummer	Frischdampfmenge [t/h]	Prozessdampfmenge [t/h]	Anmerkung
LP 1	80	0	
LP 2	100	0	
LP 3	120	0	Abnahmelastfall
LP 4	140	0	Abnahmelastfall
LP 5	140	10	
LP 6	140	20	
LP 7	140	30	
LP 8	140	40	Abnahmelastfall
LP 9	140	50	
LP 10	140	60	

Wie aus Abbildung 15 ersichtlich war es nicht möglich eine Frischdampfmenge von 140 t/h zu generieren, maximal wurde kurzzeitig 138 t/h erreicht.

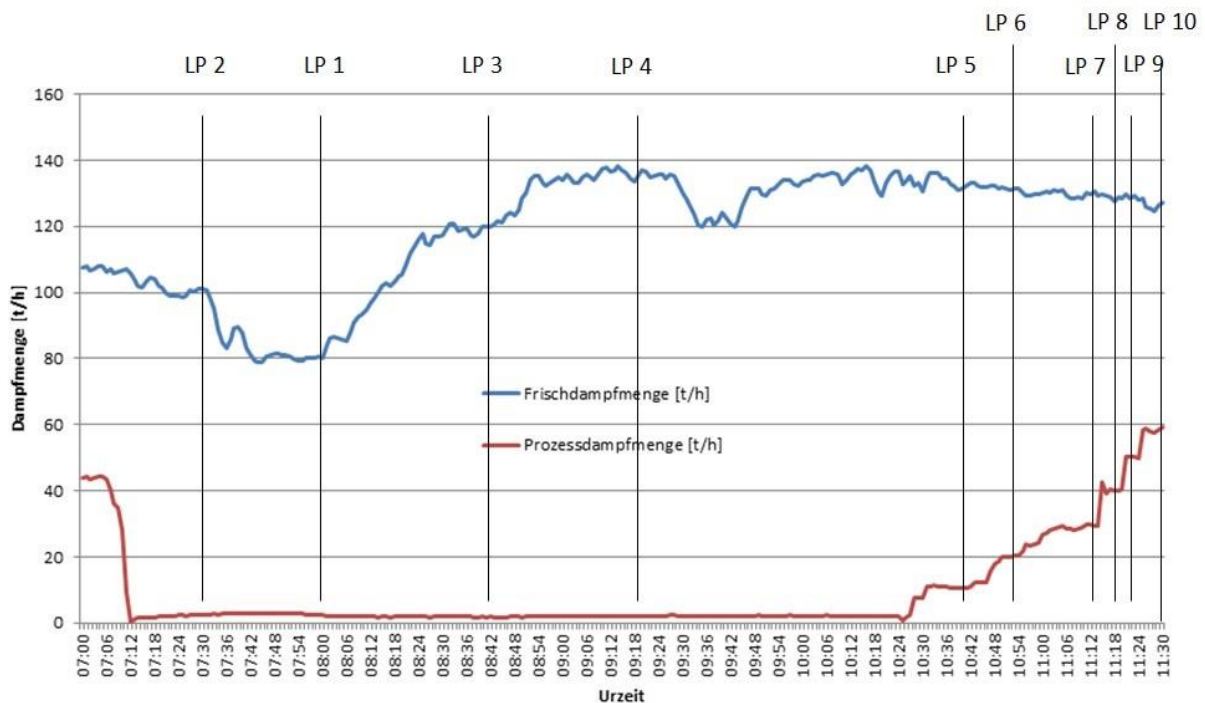


Abbildung 15: Frischdampf- bzw. Prozessdampfmengen

Zuerst wurde versucht die Volllast durch Verbrennung von hauptsächlich Prozessgasen (Gichtgas und Koksgas) zu erreichen. Da dies nicht möglich war, wurde dann zusätzlich Erdgas verfeuert, aber auch

dies führte nicht zum gewünschten Ziel. Die vermutliche Ursache dafür war die Aussteuerung des Frischluftgebläses, somit hätte der benötigte Differenzdruck zum Feuerraum bei weiterer Erhöhung der Brennstoffmenge nicht gehalten werden können. Die verwendeten Brennstoffmengen über der Zeit sind in Abbildung 16 dargestellt.

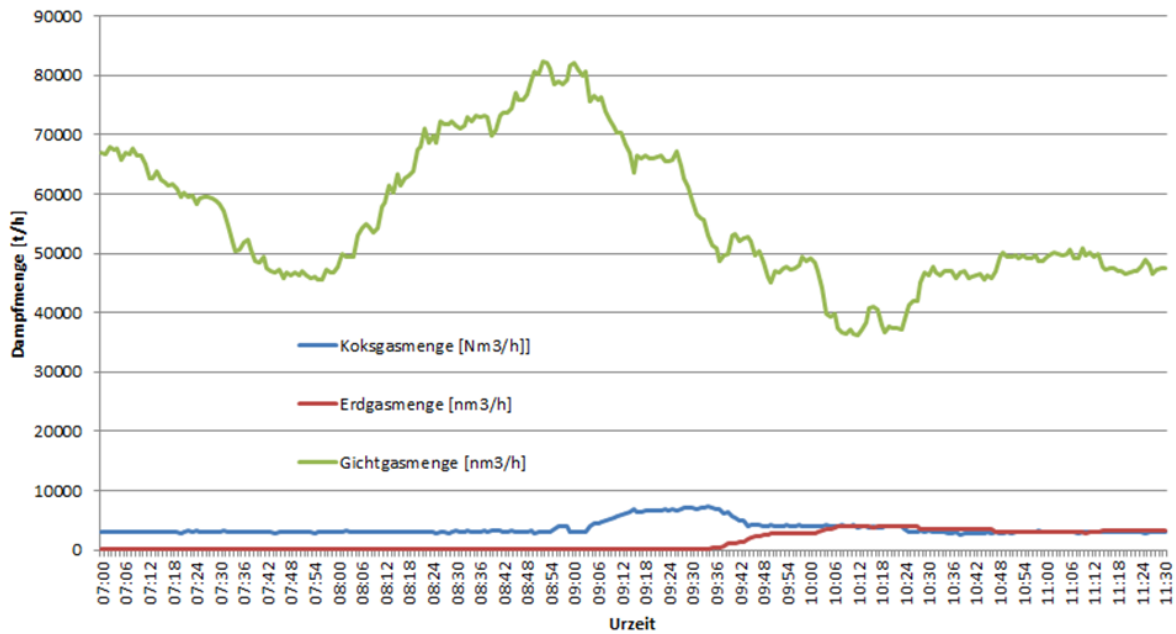


Abbildung 16: Brennstoffmengen Versuchsfahrt

Da die Erreichung der Kesselvolllast nicht möglich war, wurden die Lastpunkte 5 bis 10 bei etwa 132 t/h gefahren.

7 Simulation

Für die Simulation von Block 03 wurde das Programm IPSEpro in der Version 6.0 ausgewählt. Es soll nun etwas näher beschrieben werden.

7.1 IPSEpro

Das Programm IPSEpro stammt von der in Graz ansässigen Firma SimTech-Simulation Technology und wird für die Erstellung thermodynamischer Prozesssimulationen verwendet. Der Prozess wird durch Verknüpfen von Apparatemodellen auf einer grafischen Oberfläche, denen jeweils Stoff- und Energiegleichgewichte zugrunde liegen, dargestellt und mathematisch berechnet. In der von SimTech entwickelten Kraftwerksbibliothek „Advanced Power Plant Library-App_Lib“ befinden sich die Modelle der meisten in einem kommerziellen Kraftwerk eingebauten Komponenten. Bei dem Großteil der Komponenten ist es möglich zwischen dem Auslegungsfall und dem Teillastfall zu wählen. So kann man z.B. bei Turbinen den Verlauf des isentropen Wirkungsgrades über den Massenfluss vorgeben und somit die Komponente bei Teillast simulieren. [15]

7.2 Modell

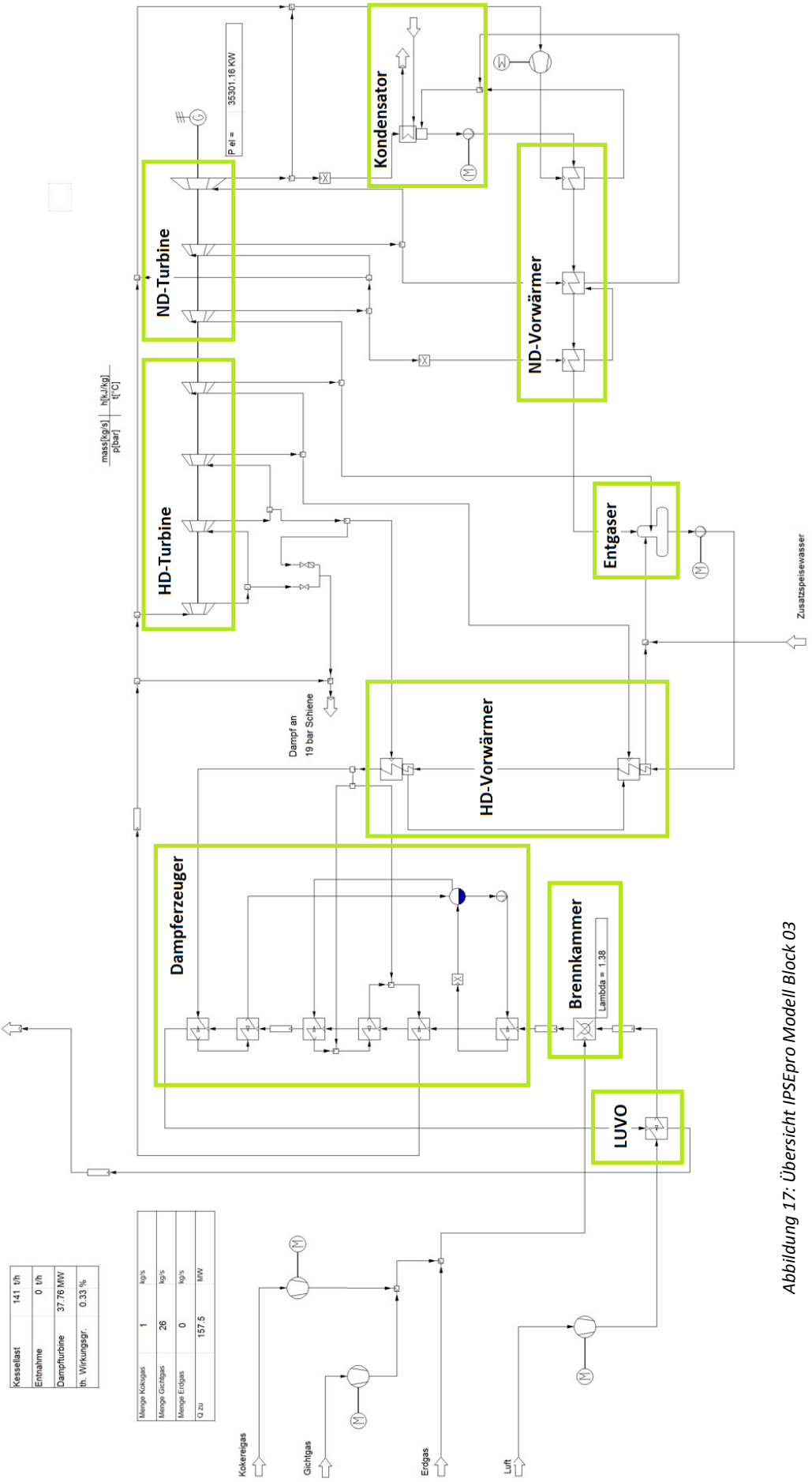
Kraftwerke bestehen aus einer Vielzahl von Komponenten, Apparaten und Armaturen. Damit die Simulation aber nun nicht zu komplex und unübersichtlich wird, muss man sich überlegen, welche dieser Anlagenteile wirklich benötigt und somit in das Modell eingebettet werden. Die Herausforderung besteht im Finden der größtmöglichen Abstraktion, die aber dennoch zufriedenstellend genaue und realitätsnahe Werte liefert.

Die Komponenten des Wasser-Dampfkreislaufes wurden anhand einer vorliegenden Simulation von Siemens ausgewählt. Für die Dampferzeugung wurden die Verfahrensschemata herangezogen und aus diesen die Komponenten in die Simulation miteinbezogen, die einen maßgeblichen Einfluss auf den Kraftwerksprozess haben.

In Abbildung 17 ist das erstellte IPSEpro Modell von Block 03 dargestellt.

In den Unterkapiteln wird auf die wichtigsten Komponenten der Simulation und deren Modellierung näher eingegangen.

VAS-Kraftwerk Block 03



Kessellast	141 t/h
Erneinahme	0 t/h
Dampfturbine	37.76 MW
th. Wirkungsgrad	0.33 %

Menge Kokereigas	1	kg/s
Menge Gichtgas	26	kg/s
Menge Erdgas	0	kg/s
Q zu	157.5	MW

Abbildung 17: Übersicht IPSEpro Modell Block 03

7.2.1 Brennstoff und Brennkammer

Die Zusammensetzung des Brennstoffes (vor allem des Gicht- und Koksgases) variiert prozessbedingt leicht. Deshalb wurden die Gase nach der bei Abnahme angenommenen Gaszusammensetzung definiert. In den folgenden Tabellen ist dies aufgelistet.

Tabelle 2: Zusammensetzung Gicht- und Koksgas

chem. Verbindung		Gichtgas				Koksgas			
Zeichen	Molmasse	Volumenanteil	Molanteil	Molanteil x Molmasse	Massenanteil	Volumenanteil	Molanteil	Molanteil x Molmasse	Massenanteil
	M_i [g/mol]	φ_i [%]	v_i [%]	$M_i \times v_i$	μ_i [%]	φ_i [%]	v_i [%]	$M_i \times v_i$	μ_i [%]
Ar	39,95	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
C ₂ H ₆	30,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
C ₃ H ₈	44,10	0,39	0,39	17,20	0,58	2,53	2,53	111,56	11,56
CH ₄	16,04	0,78	0,78	12,51	0,42	21,08	21,08	338,18	35,04
CO	28,01	21,26	21,26	595,50	19,95	6,31	6,31	176,74	18,31
CO ₂	44,01	20,97	20,97	922,88	30,91	1,55	1,55	68,21	7,07
H ₂	2,02	4,78	4,78	9,64	0,32	62,36	62,36	125,71	13,03
H ₂ O	18,02	2,48	2,48	44,68	1,50	2,86	2,86	51,52	5,34
H ₂ S	34,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
N ₂	28,01	49,25	49,25	1379,66	46,22	3,21	3,21	89,92	9,32
O ₂	32,00	0,10	0,10	3,20	0,11	0,10	0,10	3,20	0,33
SO ₂	64,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Summe		100,01	100,01	2985,27	100,00	100,00	100,00	965,06	100,00

Tabelle 3: Zusammensetzung Erdgas

chem. Verbindung		Erdgas			
Zeichen	Molmasse	Volumenanteil	Molanteil	Molanteil x Molmasse	Massenanteil
	M_i [g/mol]	φ_i [%]	v_i [%]	$M_i \times v_i$	μ_i [%]
Ar	39,95	0	0	0,00	0,00
C ₂ H ₆	30,07	0,66	0,66	19,85	1,21
C ₃ H ₈	44,10	0,23	0,23	10,14	0,62
CH ₄	16,04	98,15	98,15	1574,58	96,32
CO	28,01	0	0	0,00	0,00
CO ₂	44,01	0,2	0,2	8,80	0,54
H ₂	2,02	0	0	0,00	0,00
H ₂ O	18,02	0	0	0,00	0,00
H ₂ S	34,08	0	0	0,00	0,00
N ₂	28,01	0,76	0,76	21,29	1,30
O ₂	32,00	0	0	0,00	0,00
SO ₂	64,06	0	0	0,00	0,00
Summe		100	100	1634,66	100,00

In IPSEpro können über das „composition“ Fenster die Bestandteile eines Mediums definiert werden. Wenn nun mehrere unterschiedliche Stoffströme miteinander vermischt werden, wie z.B. die einzelnen Brennstoffe vor der Brennkammer, dann kann das Programm die neue Zusammensetzung in der Mischleitung selbstständig errechnen. Man setzt dazu alle Werte auf „estimate“.

Species	Value	Unit	Mode	Limit	Update
WATER	0	kg/kg	set	limit >>	update
AR	0	kg/kg	set	limit >>	update
C2H6	0	kg/kg	set	limit >>	update
C3H8	0.11560214	kg/kg	set	limit >>	update
CH4	0.35042	kg/kg	estimate	limit >>	update
CO	0.18314400	kg/kg	set	limit >>	update
CO2	0.07068487	kg/kg	set	limit >>	update
H2	0.13026265	kg/kg	set	limit >>	update
H2O	0.05338939	kg/kg	set	limit >>	update
H2S	0	kg/kg	set	limit >>	update
N2	0.09317908	kg/kg	set	limit >>	update
O2	0.00331575	kg/kg	set	limit >>	update
SO2	0	kg/kg	set	limit >>	update

Abbildung 18: "composition" Fenster zur Definierung der Stoffzusammensetzung

Durch die bei den Lastfahrten bestimmten Parameter war der Volumenstrom der einzelnen Gase bekannt, dieser wurde durch Definition einer dem jeweiligen Stoff entsprechenden Dichte in den Massenfluss umgerechnet. Der Volumenstrom der Luft konnte ebenso den Messungen entnommen werden, somit war das λ der Verbrennung vorgegeben.

7.2.2 Dampferzeuger

Der Aufbau des Dampferzeuger wurde aus den Verfahrensschemata entnommen. In diesen geht hervor, dass er aus zwei Economisern, dem Verdampfer mit der Trommel und drei Überhitzern besteht. In Abbildung 19 ist der Dampferzeuger mit den genannten Wärmetauschern dargestellt.

Um die Charakteristika der Wärmetauscher zu definieren, wurden die Messdaten herangezogen und die Temperaturen vor und nach den Komponenten vorgegeben. Danach wurde das Modell mit diesen Werten simuliert und die so erhaltenen „htc_area“ als neue fixe Parameter, anstatt der Ein- und Austrittstemperaturen, definiert.

IPSEpro berechnet diese htc_area über die übertragene Wärmeleistung \dot{Q} ,

$$\dot{Q} = k * A * \Delta\theta \quad (1)$$

wobei $k * A$, also der Wärmedurchgangskoeffizient $k \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ multipliziert mit der Übertragungsfläche $A [m^2]$, den von IPSEpro gewählten htc_area Wert in $\frac{kW}{K}$ wiedergibt.

In Gleichung 1 ist $\Delta\theta$ die logarithmische Temperaturdifferenz, die wie folgend definiert wird

$$\Delta\theta = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2)$$

und ΔT_1 bzw ΔT_2 sind die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers.

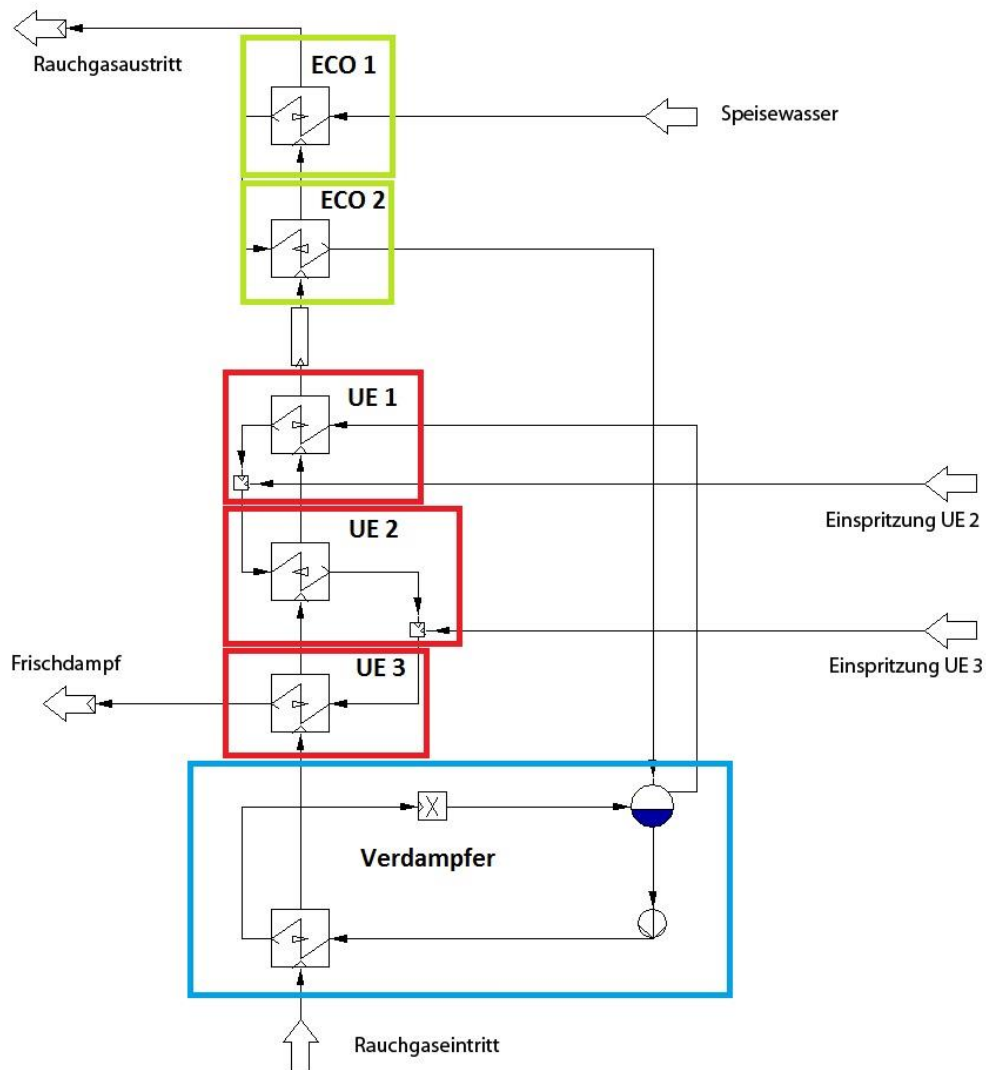


Abbildung 19: Dampferzeuger der Simulation

In der Simulation wurde der Naturumlauf mit einer Pumpe simuliert. Diese wird aber nicht in der Rechnung berücksichtigt.

Für die Trommel wurde eine Umlaufzahl von 8 angenommen, da dies laut Effenberg [5] für Dampferzeuger im Druckintervall von 140-200 bar üblich ist. Als Umlaufzahl wird das Verhältnis von Wasser zu Dampf im Verdampferkreislauf bezeichnet.

Dampferzeuger	Dampfdruck in bar	Umlaufzahl U
mit sehr hohem Druck	140 ... 200	8 ... 5,7
mit hohem Druck	80 ... 120	11 ... 9
Eintrommel, Teilkammer	30 ... 60	30 ... 20
Zweitrommel, Steilrohr	15 ... 40	60 ... 40
Klein-Dampferzeuger	30 ... 45	30 ... 20

Abbildung 20: Umlaufzahl U bei Naturumlauf-Dampferzeuger [5]

Die beiden Einspritzkühlungen sind als Stellglieder für die Dampftemperatur vor den jeweiligen Überhitzern gedacht. So würde es ohne diese zu großen Schwankungen der Dampfparameter bei Lastwechseln kommen, die wiederum die Lebensdauer der hochbeanspruchten Bauteile beeinträchtigen würden. [5]

Der wasserseitige Druckabfall in den Überhitzern, den Economisern und dem Verdampfer wurde für jeden Wärmetauscher mit 5 bar angenommen. [6]

7.2.3 Turbinen

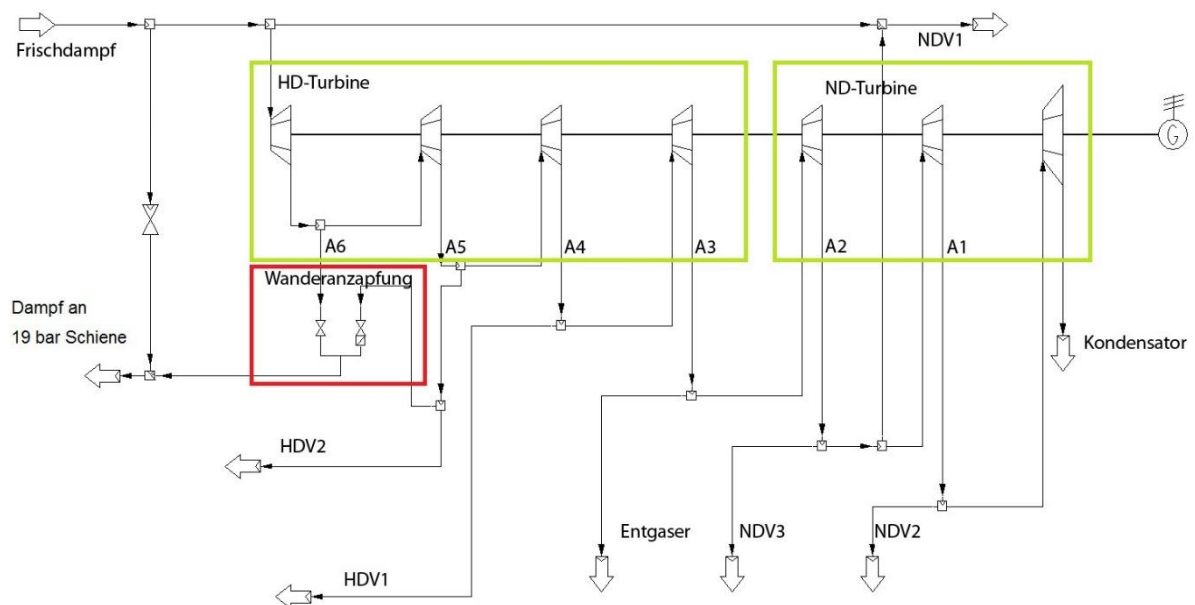


Abbildung 21: HD- und ND-Turbine der Simulation

Wie schon in Kapitel 4.5 erwähnt, befinden sich in Block 03 eine Hochdruck- und eine Niederdruckturbine. In der Standardbibliothek von IPSEpro gibt es kein Modul das eine Turbine mit

Anzapfungen nachsimuliert, deswegen wurden die Anzapfungen durch Aufteilung der Turbinen in einzelne Teilturbinen modelliert. Ein Teil des Massenstroms wird bei diesen Anzapfungen abgezweigt, während der Hauptteil weiter in die nächste Teilturbine fließt. In Abbildung 21 ist das Modell der IPSEpro Simulation dargestellt.

Bei der Hochdruckturbine gibt es vier Anzapfungen (A6-A3). Die ersten beiden Anzapfungen versorgen die Wanderanzapfung, die den Entnahmedampfdruck des Prozessdampfes von 19 bar garantiert. Auf die Funktionsweise einer Wanderanzapfung wird in Kapitel 11.3 noch genauer eingegangen. Der Massestrom aus der Anzapfung A5 ist aber nicht nur für die Generierung des Prozessdampfes gedacht, sondern fließt zum Teil zum Hochdruckvorwärmer 2 und wärmt das Speisewasser auf. Der Dampf aus der nächsten Anzapfung fließt durch den ersten Hochdruckvorwärmer. Der Entgaser wird mit Dampf vom Austritt der Hochdruckturbine versorgt.

Von der Niederdruckturbine werden zwei Anzapfströme generiert, die die Niederdruckvorwärmer versorgen. Nach dem Austritt aus der Niederdruckturbine fließt der Dampfstrom weiter zum Kondensator.

Die Wirkungsgrade der Turbinen wurden über die Temperaturen und Drücke vor und nach den einzelnen Teilturbinen bestimmt und ersetzt nach Erhalt die vorher definierten thermischen Parameter.

Es ist möglich den Frischdampf auch direkt über eine Drosselung in die 19 bar Prozessdampfleitung einzuleiten. Diese Option ist bei einer Prozessdampfanforderung während eines kurzen Turbinenstillstands gedacht.

Für die Turbinen wurde ein mechanischer Wirkungsgrad von 98 % für alle Turbinenstufen angenommen; dies wurde anhand Abbildung 22 bestimmt. Der angeführte Kupplungswirkungsgrad setzt sich aus dem inneren und dem mechanischen Wirkungsgrad zusammen.

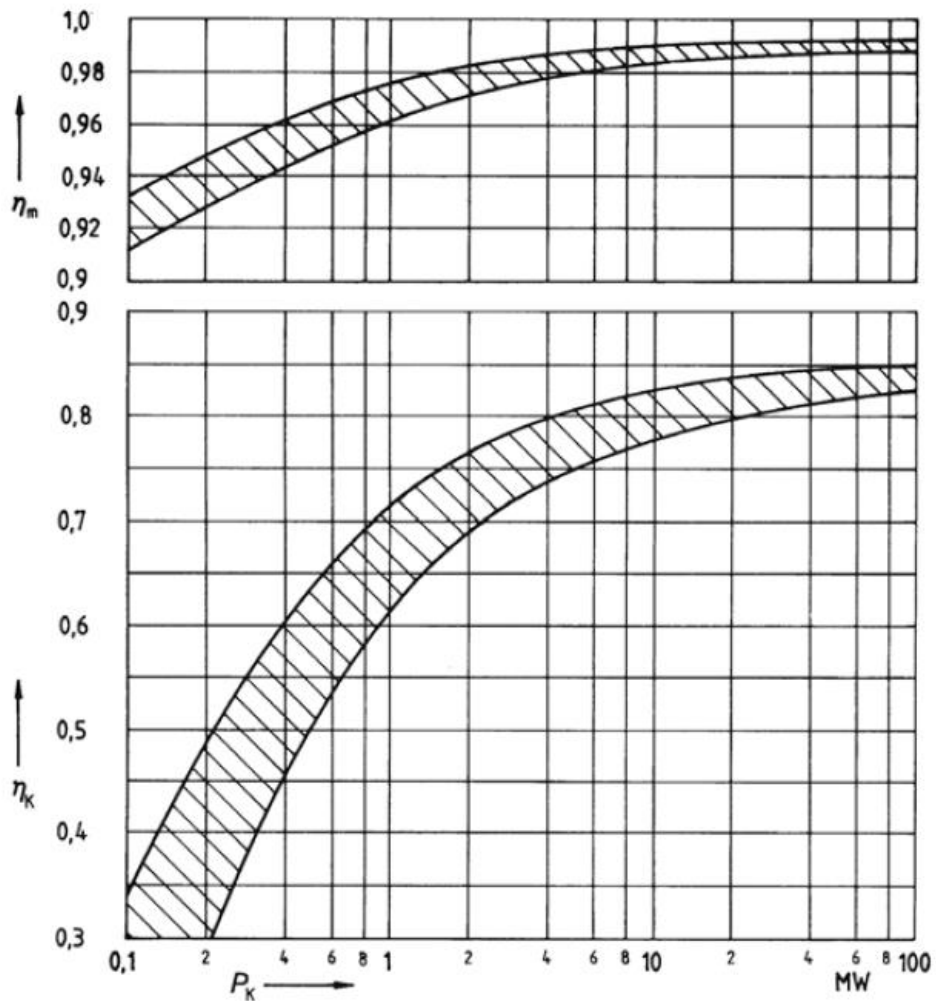


Abbildung 22: Mechanischer Wirkungsgrad η_m und Kupplungswirkungsgrad η_k als Funktionen der Kupplungsleistung [10]

7.2.4 Hoch- und Niederdruckvorwärmer

Die Hoch- und Niederdruckvorwärmerkonfiguration wurde der Simulation von Siemens entnommen.

Die Parameter (htc_area, Grädigkeit) dieser Wärmetauscher wurden in einer ersten Näherung aus den Simulationswerten bei Abnahme durch Siemens definiert, was für den Vergleich der Realität mit dem Istzustand wichtig war. Für die Simulation der Teillastpunkte wurden die gemessenen Temperaturen und Drücke der Lastfahrten als Randbedingungen gewählt.

8 Vergleich Istzustand und Abnahmezustand

Wie bereits in Kapitel 7.2 erwähnt, existieren die Ergebnisse Siemens Simulation noch die im Rahmen der Abnahme des Kraftwerksblockes übergebenen wurden. Diese spiegeln den Abnahmezustand wider und wurden deswegen als Vergleich mit dem Istzustand herangezogen.

Da bei der Abnahme das Hauptaugenmerk auf den Wasser-Dampfkreislauf und nicht auf den Dampferzeuger gelegt wurde, werden im Folgenden auch hauptsächlich die Komponenten des Erstgenannten verglichen.

Für die Gegenüberstellung wurde die Simulation an die Siemens Simulation des Auslegezustandes angepasst und versucht möglichst idente Ergebnisse zu bekommen. Danach wurden die Brennstoffmengen an die bei der Lastfahrt verwendeten angepasst und die gemessenen Daten der Versuchsfahrt mit den durch die Simulation berechneten verglichen.

Abbildung 23 zeigt die Ergebnisse der Simulation des Auslegezustandes mit den aus der Nachmodellierung der Siemenssimulation gewonnenen Modellparametern. Die Werte passen im Großen und Ganzen zusammen, die auffallenden Unterschiede wurden in Abbildung 23 grün umrandet und kommentiert.

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Ergebnisse des Vergleichs aufgelistet.

Tabelle 4: Vergleich Realität und Simulation

		Simulation	Gemessen
$P_{\text{Generator}}$	[kW]	35522,84	35726,19
\dot{m}_{FD}	[kg/s]	37,96	38,25
$t_{\text{Kondensator}}$	[°C]	38,38	42,56
$p_{\text{Kondensator}}$	[bar]	0,068	0,0844
t_{A6}	[°C]	398	374,32
p_{A6}	[bar]	40,51	46,55
\dot{m}_{A3}	[kg/s]	1,16	0
t_{A3}	[°C]	172,82	191,5
p_{A3}	[bar]	5,60	7,62
p_{NDV}	[bar]	12,60	2,79
t_{SPW}	[°C]	154,07	129,91

Die genauen Messergebnisse können dem Anhang I entnommen werden.

Der für den Vergleich gewählte Lastpunkt entspricht LP 4. Bei diesem wurde kein Prozessdampf entnommen und die maximale Frischdampfmenge von 38,25 kg/s generiert.

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselzeit:	137	Uhr
Entnahme:	0	Uhr
Dampfmaschine:	35.52	MW
Wirkungsgr.:	0.32	%

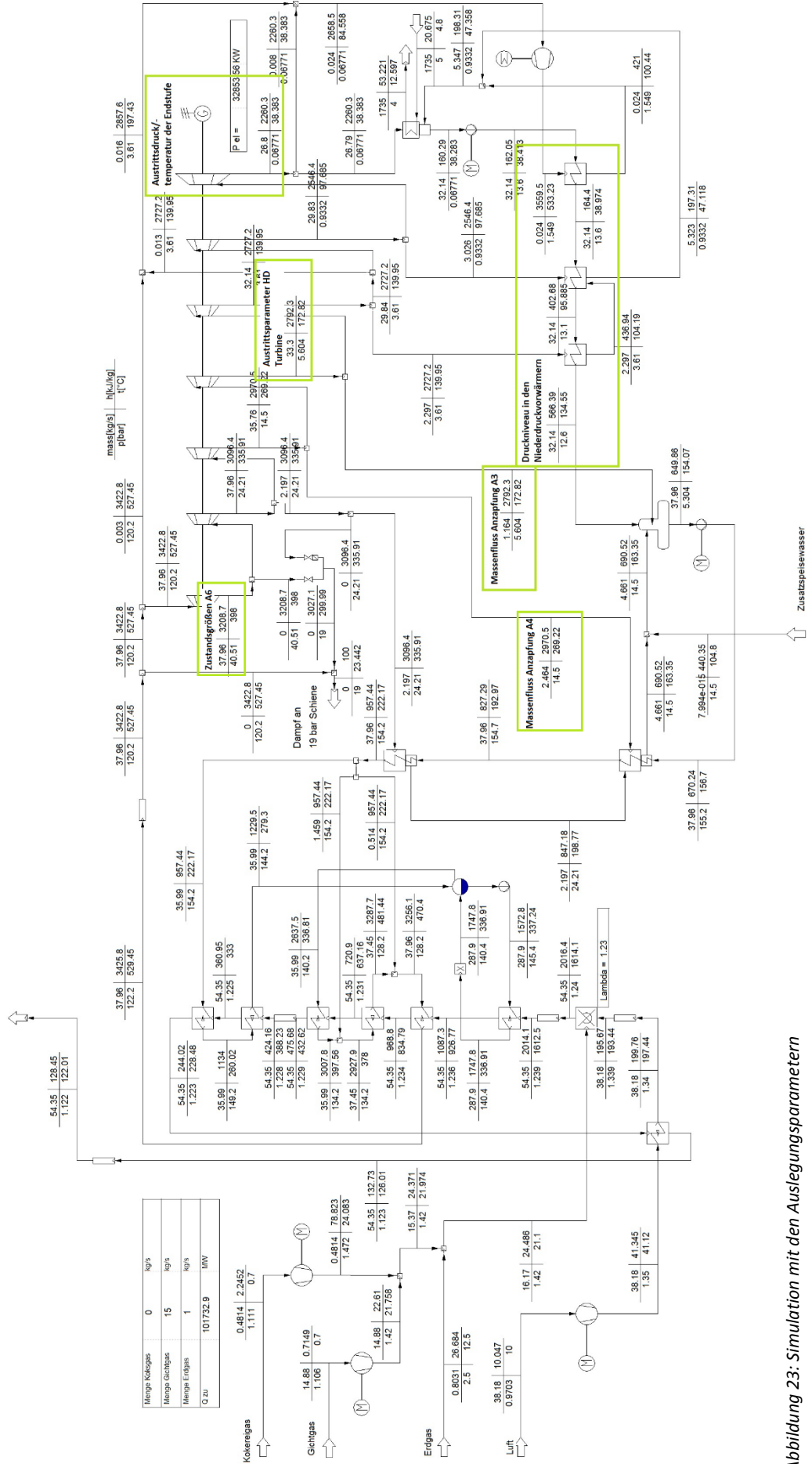


Abbildung 23: Simulation mit den Auslegungparametern

8.1 Kondensator

So ist die Niederdruckturbinenausstrittstemperatur in der Realität 42,54 °C und damit um 4,16°C höher als die bei Abnahmestand berechnete und der Druck unterscheidet sich um 0,03 bar, obwohl die Temperatur der Donau mit 4,5°C um 5,5°C kleiner ist als bei der Abnahme.

Der Nachteil dieses geringeren Vakuums ist eine Leistungsverringerung der Turbine, da nicht auf die minimal möglichen Parameter entspannt werden kann und somit die noch vorhandene Austrittsexergie im Kondensator vernichtet wird.

In der folgenden Abbildung 24 ist der theoretisch erreichbare Kondensatordruck in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur und Kühlwasserverhältnis (m_w/m_D) aufgetragen.

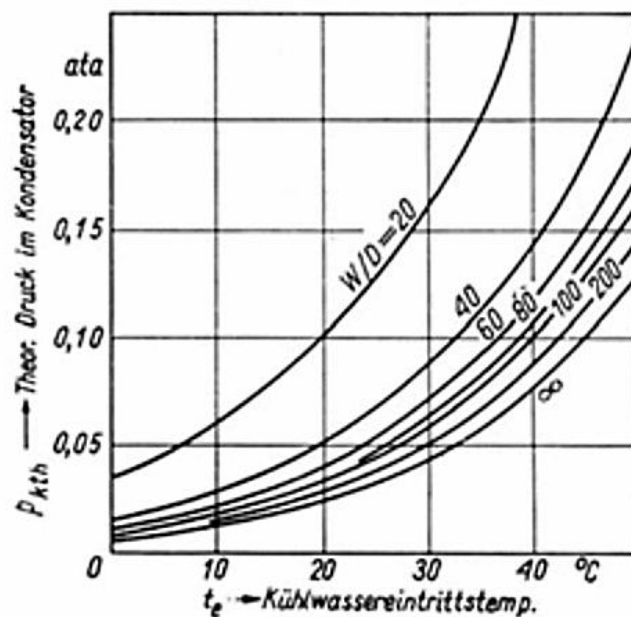


Abbildung 24: Theoretisch erreichbarer Kondensatordruck in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur und Kühlwasserverhältnis [16]

8.2 Vorwärmer

Die Verringerung der Speisewasserausstrittstemperatur steht in engem Zusammenhang mit den veränderten Massenströmen aus den Anzapfungen A3 und A4. So bleibt durch den sehr geringen Massenstrom aus A3 die Temperatur vor und nach dem Entgaser fast gleich. Der durch den Hochdruckvorwärmer 1 fließende Massenstrom aus der Anzapfung A4 erhöht sich nun, um das im Vergleich mit der Siemens-Simulation kältere Speisewasser auf das geforderte Temperaturniveau zu erwärmen. Im Endeffekt führt diese Veränderung der Anzapfströme (und somit auch der durch die Turbinen fließende Masse) zu einer Verringerung der abgegebenen Leistung, auf dies wird später in Kapitel 11.4 noch genauer eingegangen.

Weiters ist auffällig, dass der Druck in den Niederdruckvorwärmern und somit auch im Speisewasserbehälter laut Auslegung mehr wie das Dreifache des real gemessenen Druckes sein sollte. Dies hängt mit den angenommenen Druckverlusten im Entgaser zusammen, zum jetzigen Zeitpunkt kann nicht mehr rekonstruiert werden, wie diese Annahme zustande kam.

8.3 Turbinen

Bei der Analyse der gemessenen Daten ergaben sich zum Teil aus der Norm fallende isentrope Wirkungsgrade der einzelnen Teilturbinen. So erreichten diese in manchen Fällen einen Wert über eins und in anderen wiederum nur knapp 0,4. Beide Ergebnisse sind realitätsfremd. Es ist unmöglich einen isentropen Wirkungsgrad > 1 zu bekommen, da dies schon der Vergleich mit dem Optimum ist. Nur bei Vorhandensein eklatanter Mängel an der Turbine (was nicht der Fall ist), wären die niedrigen Wirkungsgrade plausibel.

Die Wirkungsgradanomalien wurden bei der ersten und zweiten Hochdruckteilturbine, beim Austritt aus der Hochdruckturbine und beim Eintritt in die Niederdruckturbine ermittelt. Sehr interessant war vor allem der Wirkungsgradverlauf über die einzelnen angefahrenen Lastpunkte. So normalisierte sich dieser zumindest bei den ersten beiden Hochdruckteilturbinen ab dem Lastpunkt 7, sprich ab dem Zeitpunkt, wo auch Dampf durch die Anzapfung 6 strömte (bis zu diesem Punkt wurde entweder gar kein Prozessdampf ausgekoppelt oder aus Anzapfung 5 entnommen, genauer wird auf die Wanderanzapfung in Kapitel 11.3 eingegangen). Da sich der Temperaturfühler für die Bestimmung der Temperatur des Dampfes nach der ersten Teilturbine in der Anzapfungsleitung A6 befindet und diese zum ersten Mal bei Lastpunkt 7 durchströmt wurde, entsprechen auch die Temperaturwerte erst ab diesem Zeitpunkt den realen Dampftemperaturen.

Es wird vermutet, dass die Wirkungsgradabweichungen der letzten Hochdruckteilturbinen und der ersten Niederdruckteilturbine durch eine ungünstige Platzierung des Temperaturfühlers der Austrittstemperatur aus der Hochdruckturbine erzeugt wurde. So wären die zu hohen Temperaturen durch die Beimischung von Sperrdampf vor der Temperaturmessung möglich.

9 Off-Design Verhalten

Unter dem Off-Design- oder Teillastverhalten eines Energiesystems versteht man das Verhalten dieses abseits der Auslegungsbedingungen. Kraftwerke werden praktisch nie unter den Auslegungsbedingungen betrieben. Schon bei Abweichung des Luftdruckes und der Außentemperatur von den ISO-Bedingungen von 1013 mbar und 15°C ist dies zum Beispiel der Fall.

Bei einem Kraftwerk im Off-Design-Betrieb können sich der thermodynamische Wirkungsgrad und die abgegebene Leistung sowie die Parameter aller zugehörigen Komponenten stark ändern. Im klassischen Teillastbetrieb ist diese Leistungsreduktion auch erwünscht, da die überschüssige Leistung nicht an ein Verbundnetz abgeführt werden könnte. [17]

Das Verhalten der Maschinen bei einer Betriebszustandsänderung ist für den Betriebsmann von großer Bedeutung. Hier ist vor allem das Zusammenwirken der einzelnen Aggregate während der Regelung und während des Anfahrens und Abstellens ein wichtiger Aspekt für die Betriebssicherheit der Gesamtanlage.

In den folgenden Kapiteln wird auf das Teillastverhalten der wichtigsten Komponenten eines Dampfkraftwerkes eingegangen.

9.1 Teillastverhalten von Dampfturbinen

Industriedampfturbinen bestehen meist aus einem Regelrad und einer nachfolgenden vollbeaufschlagten Stufengruppe. Da diese beiden Komponenten ein unterschiedliches Teillastverhalten aufweisen, wird auf sie einzeln eingegangen.

Angefangen sei mit dem Verhalten des Regelrades, das sich gleich einer durchströmten Düsengruppe eines bestimmten Querschnittes verhält. In Abbildung 25 ist der Verlauf des Massenflusses durch die Düse dargestellt,

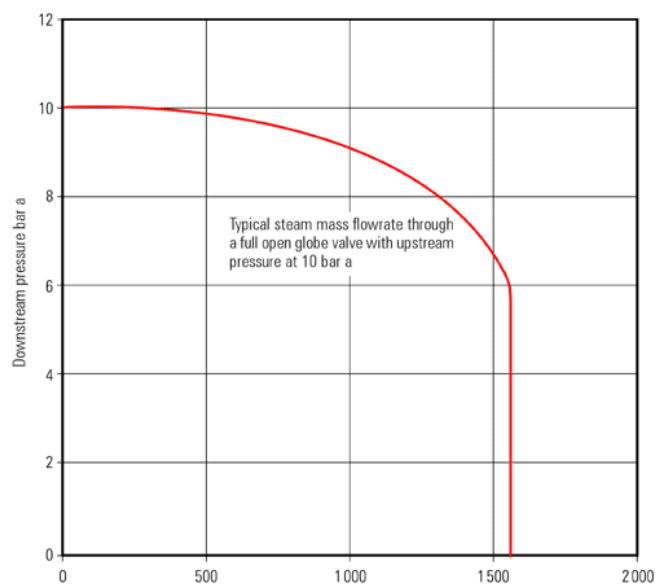


Abbildung 25: Verlauf Massenstrom durch Düse bei Gegendruckabsenkung [28]

dabei wurde der Anfangsdruck konstant gehalten und der Gegendruck kontinuierlich abgesenkt. Am Anfang steigt der Durchfluss annähernd elliptisch an, bis der kritische Druck erreicht wird. Wird der Gegendruck weiter reduziert, erhöht sich der Massenfluss nicht mehr. [18]

Die folgende Gleichung gibt Auskunft über den Durchfluss, sie ist ohne Herleitung angeschrieben. [18]

$$\dot{m} = f \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} * \left(\frac{p_e}{v_e}\right)} * \sqrt{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \quad (3)$$

Das Verhalten einer vollbeaufschlagten Stufengruppe wird nun im folgenden Abschnitt erklärt. Es wird angenommen, dass eine Unterschallströmung vorliegt. Die Ergebnisgleichung wird als „Kegelgesetz“ bezeichnet, weil durch sie der Zusammenhang von Anfangsdruck, Gegendruck und Massenfluss annähernd durch eine Kegelfläche dargestellt werden kann.

Es soll nun durch die folgenden Gleichungen hergeleitet werden.

$$c = \sqrt{2 * \Delta h} \quad (4)$$

$$dh \approx v * dp \quad (5)$$

$$v = v_a * \left(\frac{p_a}{p}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

$$\dot{m} = \rho * A * c \quad (7)$$

$$p * v = R * T \quad (8)$$

$$c \dots \text{Absolutgeschwindigkeit} \left[\frac{m}{s}\right] \quad \dot{m} \dots \text{Massenfluss} \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$v \dots \text{spezifisches Volumen} \left[\frac{m^3}{kg}\right] \quad \rho \dots \text{Dichte} \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

$$n \dots \text{Polytrophenexponent} \quad A \dots \text{Querschnittsfläche} [m^2]$$

$$\Delta h \dots \text{spezifische Enthalpiedifferenz} \left[\frac{J}{kg}\right] \quad p \dots \text{Druck} \left[\frac{N}{m^2}\right]$$

$$R \dots \text{spezifische Gaskonstante} \left[\frac{J}{kg \cdot K}\right] \quad T \dots \text{Temperatur} [K]$$

Durch die Gleichsetzung der spezifischen Enthalpiedifferenz mit dem Produkt aus dem spezifischen Volumen und der Druckdifferenz (Gleichung 5) wird vorausgesetzt, dass die relative Druckänderung pro Stufe klein ist.

Aus den Gleichungen 4 – 7 folgt:

$$\frac{dp}{v} = \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot A^2} = \frac{1}{v_a} * \left(\frac{p}{p_a}\right)^{\frac{1}{n}} * dp \quad (9)$$

Die Zustandsänderung durch die ganze Beschaufelung wird dabei mit einer Polytropen angenähert.

Es gilt nun für jede Stufe eine Gleichung der Art von Gleichung 9, nach Summation dieser aller folgt Gleichung 10.

$$\dot{m}^2 * \sum \frac{1}{2 * A^2} = \frac{1}{v_a * p_a^{\frac{1}{n}}} * \int_e^a p^{\frac{1}{n}} * dp = \frac{p_a}{v_a} * \frac{n+1}{n} * \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (10)$$

Da kleine Druckänderungen vorausgesetzt wurden, wurde auf der rechten Seite die Summe durch ein Integral ersetzt. Daraus ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Durchsatz und Druckverhältnis. Es wird nun der Ausdruck $\frac{n+1}{n}$ durch das Quadrat ersetzt, um eine Approximation an den Dampfkegel zu schaffen. Die daraus folgende Beziehung ist die Gleichung eines Kegels dessen Spitze sich im Ursprung befindet.

$$\frac{n+1}{n} \approx 2 \quad (11)$$

$$\dot{m}^2 = const. * \frac{p_a}{v_a} * \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^2 \right] \quad (12)$$

mit Gleichung 8:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{const.}{R * T_a}} * \sqrt{p_a^2 - p_e^2} \quad (13)$$

Gleichung 13 gilt für jeden beliebigen Betriebszustand. Nimmt man nun den Auslegezustand als Referenz und zeichnet ihn durch den Index 0 aus, wird durch Division der letztgenannten Gleichung mit diesem das Kegelgesetz formuliert.

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{\sqrt{\frac{p_a^2 - p_e^2}{T_a}}}{\left(\sqrt{\frac{p_a^2 - p_e^2}{T_a}} \right)_0} \quad (14)$$

mit $T_a = konstant$:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{\sqrt{p_a^2 - p_e^2}}{\left(\sqrt{p_a^2 - p_e^2} \right)_0} \quad (15)$$

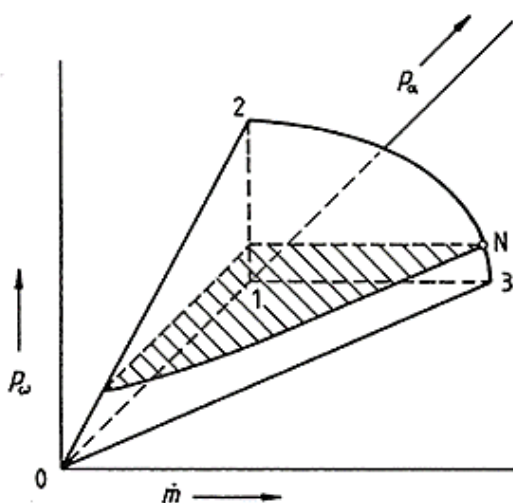


Abbildung 26: Dampfkegel [10]

In Abbildung 26 ist der Dampfkegel, der durch das Kegelgesetz von Stodola beschrieben wird, dargestellt.

Die Grundfläche des Kegels (1, 2, 3) stellt dabei den Eintrittsdruck im Auslegezustand p_0 dar. Die schraffierte Ebene entspricht dem Gegendruck bei Auslegung. Dort wo sich diese beiden Ebenen mit dem Kegelmantel schneiden (Punkt N), befindet sich der Auslegungspunkt der Turbine.

Obwohl die Gleichung unter der Annahme unendlich vieler Stufen und von Unterschallbedingungen aufgestellt wurde, kann sie auch bereits ab einer Stufenanzahl von drei bis vier Stufen verwendet werden.

Das Kegelgesetz wird verwendet, um das Verhalten einer Dampfturbine bei Regelung zu verstehen. [10], [18], [19]

9.1.1 Regelungsarten von Dampfturbinen

Die Leistung einer Turbine berechnet sich zu

$$P_T = \eta_T * \dot{m} * \Delta h. \quad (16)$$

Dabei repräsentiert η_T den Turbinenwirkungsgrad, \dot{m} den durch die Turbine fließenden Dampfmassenstrom und Δh das in der Turbine abgebaute Enthalpiegefälle. Die Leistung kann also entweder durch eine Verringerung der Enthalpiedifferenz oder der Änderung der Frischdampfmenge vermindert werden.

Um ein verändertes Δh zu erreichen, wird der Frischdampfdruck mittels Drosselung herabgesetzt. Ein Dampfmassenstrom abseits der Auslegungsbedingungen wird entweder durch eine Veränderung des Ventilquerschnitts bei konstantem Druck vor dem Turbinenventil (Festdruckbetrieb) oder durch einen veränderten Druck vor der Turbine bei gleichzeitig fester Ventilstellung (Gleitdruck) erreicht. [6]

9.1.1.1 Festdruckbetrieb

Bei diesem Betrieb bleiben Druck und Temperatur vor den Turbinenventilen während aller Lastzustände konstant. Um in Teillast zu gehen, wird nun der Strömungsquerschnitt durch ein Ventil verkleinert. Es findet somit eine isenthalpe Druckänderung vor dem Turbineneintritt statt, die

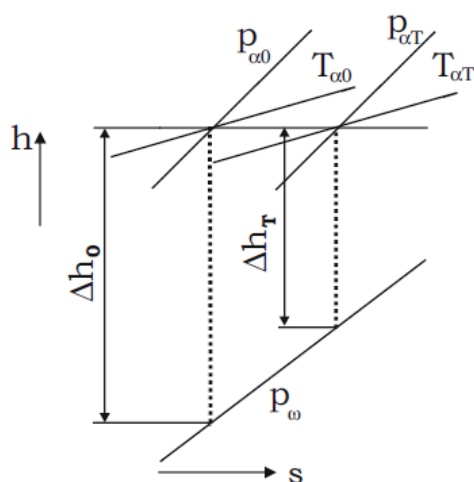


Abbildung 27: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei Drosselregelung [6]

gleichzeitig die Temperatur des Frischdampfstromes senkt. In den dickwandigen Komponenten der Turbine treten aufgrund dieser Temperaturänderungen Wärmespannungen und Wärmedehnungen auf, diese begrenzen die zulässigen Gradienten der Laständerung. Weiters sinkt durch Drosselung die nutzbare Enthalpiedifferenz, was eine Wirkungsgradabnahme zufolge hat. In Abbildung 27 ist der Unterschied im Enthalpiegefälle noch einmal grafisch dargestellt, die Indizes 0 beziehen sich dabei auf den Auslegungszustand und die Indizes T auf den Teillastbetrieb.

Ein großer Vorteil des Festdruckbetriebes ist dessen schnelle Leistungsdynamik, welche sich aus der praktisch verzögerungsfreien Umsetzung der Stellbefehle an die Turbinenventile ergibt. Bei einer gesteigerten Lastanforderung wird somit der Dampfstrom durch die Turbine sehr schnell erhöht. Der dafür benötigte größere Dampfstrom wird, wegen der Trägheit des Dampferzeugers, zunächst aus der Druck-Speicherfähigkeit des Kessels abgedeckt, dabei sind Druckänderung von bis zu 4% im Kessel (und somit auch vor der Turbine) möglich.

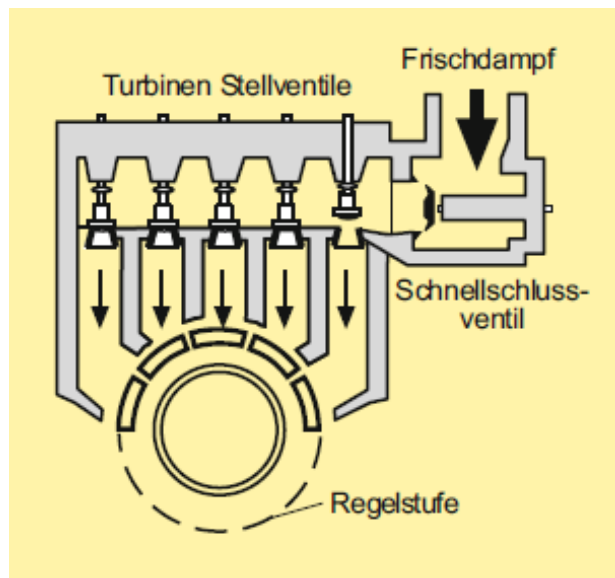


Abbildung 28: Düsengruppenregelung [20]

Bei einer reinen Drosselregelung wird bei stets voller Beaufschlagung der Frischdampf gedrosselt (es existieren also keine einzelnen zu- und abschaltbaren Düsengruppen). Diese Bauart führt zu den vorhin erwähnten verminderten Wirkungsgraden in der Teillast. Man gibt deswegen der moderneren Düsengruppenregelung (Abbildung 28) meist den Vorzug. Um eine Turbine über diese zu regeln, wird eine vorgeschaltete Regelstufe benötigt, welche mit über den Umfang verteilten Düsengruppen beaufschlagt wird. Bei Laständerung können diese Düsengruppen ab- oder zugeschaltet werden, was in einer Teilbeaufschlagung der Regelstufe resultiert. Aus diesem Grund kommt für die Regelstufe nur eine Turbine mit einer Gleichdruck- oder Curtisbeschaufelung in Frage. Bei einer Überdruckturbinen würde der Dampf, durch den Überdruck im Spalt hinter den Düsen, seitlich unkontrolliert abströmen und somit unter Umständen das Laufrad bremsen. Die erste Stufe bei Dampfturbinen ist deswegen oft ein ein- oder zweikrängiges Regelrad. Damit die Düsengruppen genügend Platz haben, besitzt das

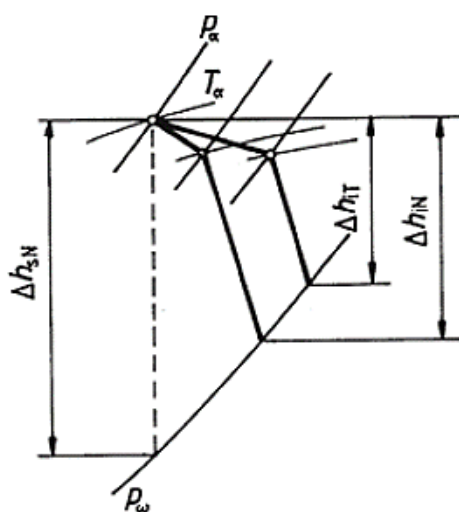


Abbildung 29: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei dem Düsengruppenverfahren [10]

Regelrad normalerweise einen größeren Durchmesser als die nachfolgende Stufe. Heutzutage erfolgt die Dampfzufuhr über vier symmetrisch über den Umfang verteilten Einströmstutzen mit ihren jeweiligen Düsengruppen. [6], [19], [20]

In Abbildung 29 ist das $h-s$ Diagramm einer Turbine mit Düsengruppenregelung dargestellt. Es wird bei diesem Verfahren nur der Teildampfstrom gedrosselt, der durch das teilweise geöffnete Ventil fließt, die restlichen Ventile sind entweder voll geöffnet oder geschlossen.

Dies ergibt auch die besseren Teillastwirkungsgrade in den meisten Lastbereichen im Vergleich mit der Drosselregelung. [10]

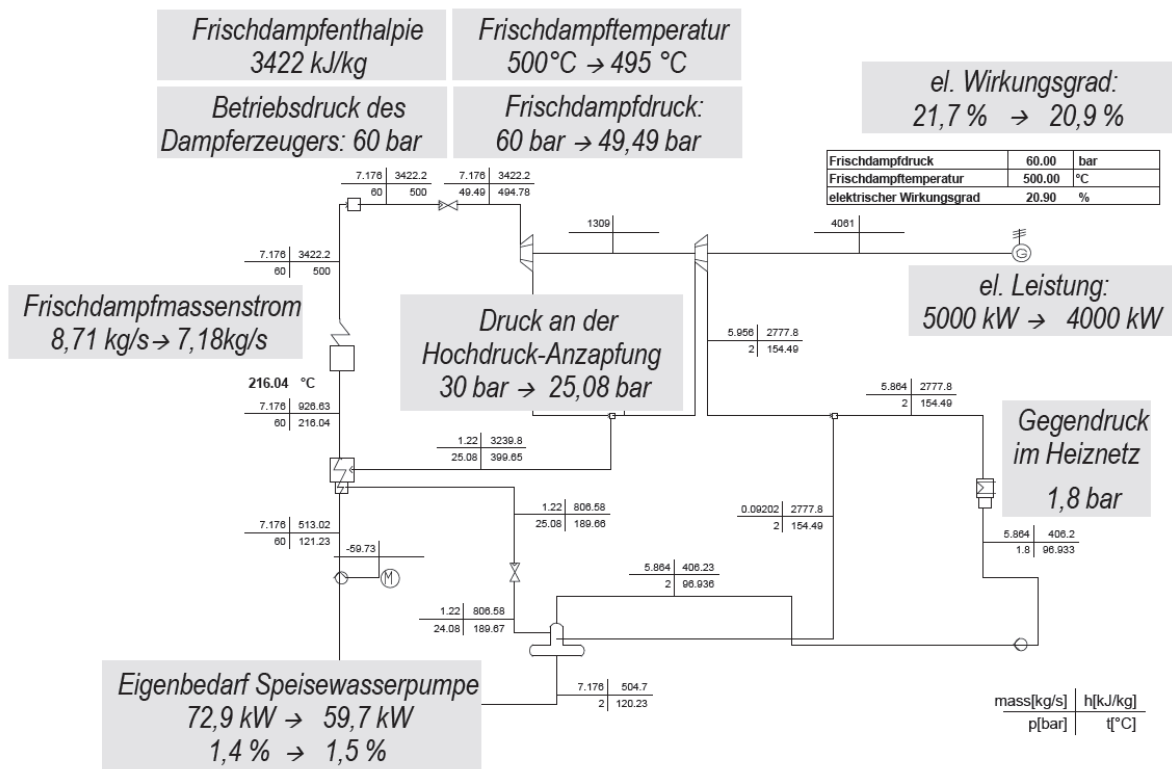


Abbildung 30: Änderung der Frischdampfzustände an einer Gegendruckturbine bei Festdruck-Regelung [17]

In Abbildung 30 sind die Auswirkungen eines Teillastbetriebes bei Festdruckregelung dargestellt.

Der Betriebsdruck des Dampferzeugers bleibt aufgrund der Festdruckregelung konstant, es wird ein geringerer Dampfmassestrom erzeugt. Durch den geringeren Frischdampfdruck reduzieren sich dementsprechend auch die Anzapfdrücke. Das Energieniveau der Anzapfströme sinkt, damit nimmt die Speisewasservorwärmung und somit die Speisewassereintrittstemperatur ab. Weiters wird durch den geringeren Massestrom und den Frischdampfparametern weniger elektrische Leistung produziert. Der Eigenbedarf der Speisewasserpumpe sinkt zwar absolut, da weniger Medium zirkuliert, aber in Relation zur Leistung steigt sie. Insgesamt nimmt der Wirkungsgrad in Teillast also ab.

9.1.1.2 Gleitdruckbetrieb

Bei diesem Verfahren werden die Lastschwankungen durch eine Änderung des Kesseldruckes geregelt. Bei der etwaigen Mehranforderung an Leistung ist somit zuerst dieser Druck zu erhöhen, damit der Massenfluss steigt. Dies impliziert eine gewisse Zeitverzögerung, die aus der nötigen Dampfeinspeicherung in den Kessel resultiert. Ein rein im Gleitdruck arbeitendes Kraftwerk kann somit die Netzanforderungen einer kurzfristigen Laststeigerung nicht im selben Maße erfüllen wie es mit einem

im Festdruckbetrieb möglich wäre. Die Druckänderungen im Dampferzeuger führen zu Siedepunktschwankungen im Verdampfer.

Um Wärmespannungen in den Kesselbauteilen, den Rohrleitungen und der Turbine zu vermeiden, wird versucht die Frischdampf­temperatur möglichst konstant zu halten. Diese

Vermeidung von Wärmespannungen ist eine der größten Vorteile der Gleitdruckregelung im Vergleich mit den anderen beiden schon genannten Varianten (vgl. Abbildung 27, Abbildung 29, Abbildung 32).

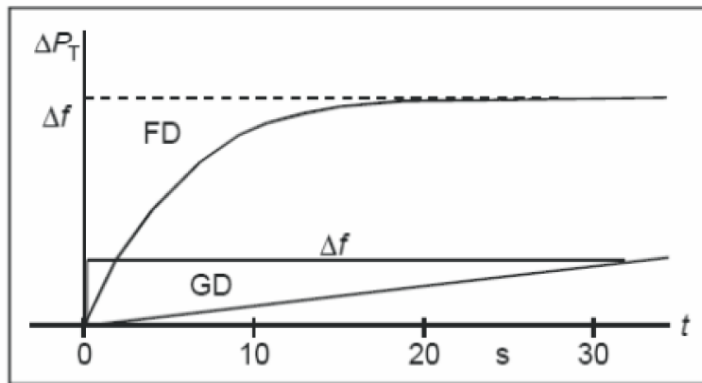


Abbildung 31: Übergangsfunktion der Turbinenleistung für einen Festdruck- und einen Gleitdruckblock [21]

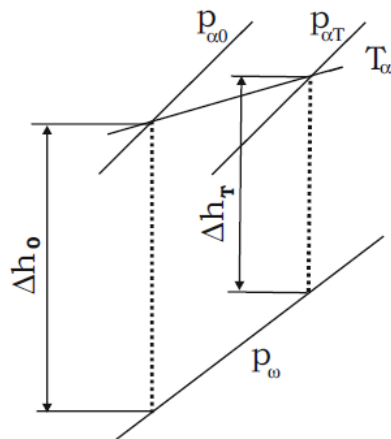


Abbildung 32: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei Gleitdruckregelung [6]

Der innere Wirkungsgrad bei Teillast unterscheidet sich kaum von dem im Auslegungspunkt, da das vom Kessel angebotene Enthalpiegefälle im gleichen Verhältnis reduziert wird wie das innere Gefälle der Turbine. Da aber auch eine Verminderung des thermischen Wirkungsgrades bei geringerem Frischdampfdruck eintritt, wird der vorher erwähnte Vorteil teilweise wieder ausgeglichen. In Abbildung 33 ist die Wirkungsgradabnahme der einzelnen Teillastbetriebsarten über der Leistung aufgezeichnet.

Positive Aspekte des Gleitdruckverfahrens sind die Vermeidung von Ventilationsverlusten (siehe Kapitel 9.1.2.1) durch eine konstante Vollbeaufschlagung, die geringeren Anschaffungskosten durch die nicht benötigte Regelstufe und den dazugehörigen Düsendgruppen, eine längere Lebensdauer der hochbeanspruchten Bauteile der Anlage aufgrund der Druckreduzierung und ein geringerer Leistungsbedarf der Speisepumpe. [6], [10]

Grundlastkraftwerke werden bevorzugt im Gleitdruckbetrieb gefahren, da durch die Androsselung der Turbinenventile im Festdruckbetrieb die bereitgestellte Kraftwerksleistung nicht immer ganz ausgenutzt wird und die Teillastwirkungsgrade bei dieser Betriebsweise auch geringer sind. [17], [21]

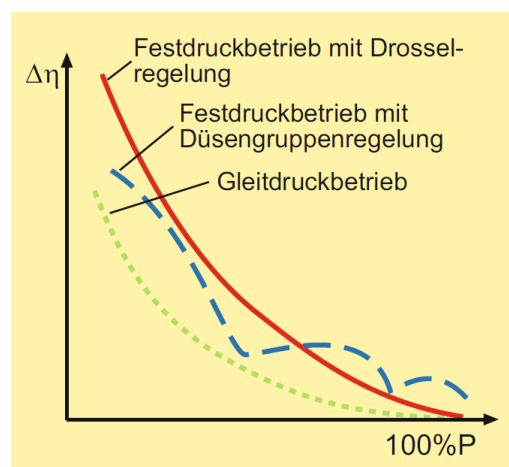


Abbildung 33: Wirkungsgradabnahme bei unterschiedlichen Teillastbetriebsarten [20]

9.1.1.3 Modifizierter Gleitdruckbetrieb

Um eine optimale Strategie zu finden, werden die beiden vorher erwähnten Grundprinzipien im „modifizierten Gleitdruckbetrieb“ kombiniert. Hierzu werden, wie beim Festdruckbetrieb, die Düsensstellventile für eine Leistungsänderung benutzt, gleichzeitig aber auch der Druck im Kessel verändert (Gleitdruckregelung). Bei Erreichung des geforderten Druckniveaus im Kessel werden die Ventile wieder in die ursprüngliche Stellung zurückgestellt. Damit dies funktioniert, werden die Turbinenventile im stationären Betrieb um 5-10% angedrosselt. Durch diese Betriebsweise kann das Kraftwerk sich fast genauso schnell wie bei einer Festdruckregelung an geänderte Leistungsanforderungen anpassen. [6]

9.1.2 Verluste der Teillast

Neben den normalen auch im Volllastbetrieb auftretenden Verlusten kommen durch die veränderte Betriebsweise in der Teillast weitere hinzu.

9.1.2.1 Ventilationsverluste

Diese Verluste entstehen bei teilbeaufschlagten Gleichdruckturbinen. Bei Überdruckturbinen ist ein solcher Betrieb nicht möglich (siehe 9.1.1.1). Im nicht beaufschlagten Bereich des Umfangs wirken die Laufschaufeln wie die Flügel eines Ventilators und erfassen den sich dort befindlichen Dampf. Die so geleistete Ventilationsarbeit geht als Verlust in die Stufenarbeit ein.

Die Größe des Verlustes hängt neben dem Beaufschlagungsgrad (ε) auch noch von den Abmessungen der Beschaukelung (mittlerer Beschaukelungsdurchmesser D , Länge der Schaufel l), der Umfangsgeschwindigkeit ($u = \pi \cdot n \cdot D$) und dem spezifischen Volumen (v) des Mediums ab. [10]

$$P_{\text{verlv}} = k_v \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \frac{n^3 \cdot D^4 \cdot l}{v} \quad (17)$$

9.1.2.2 Austrittsverlust

Der Austrittsverlust ist definiert als der Unterschied zwischen der Enthalpie des Expansionslinien-Endpunktes (Expansion Line End Point ELEP) und der tatsächlichen Enthalpie am Turbinenaustritt (Used Energy End Point UEEP). Der ELEP repräsentiert die Austrittsenthalpie ohne Berücksichtigung des Austrittsverlustes. Durch die Expansion der Niederdruckturbinen in den Kondensator kommt es aber zu Verlusten, die eine Funktion der Austrittsgeschwindigkeit und der Abdampfstrahlenform sind. In Abbildung 34 ist das h,s Diagramm der Turbinenendstufe abgebildet und stellt somit den vorher erwähnten Zusammenhang von UEEP und ELEP graphisch dar.

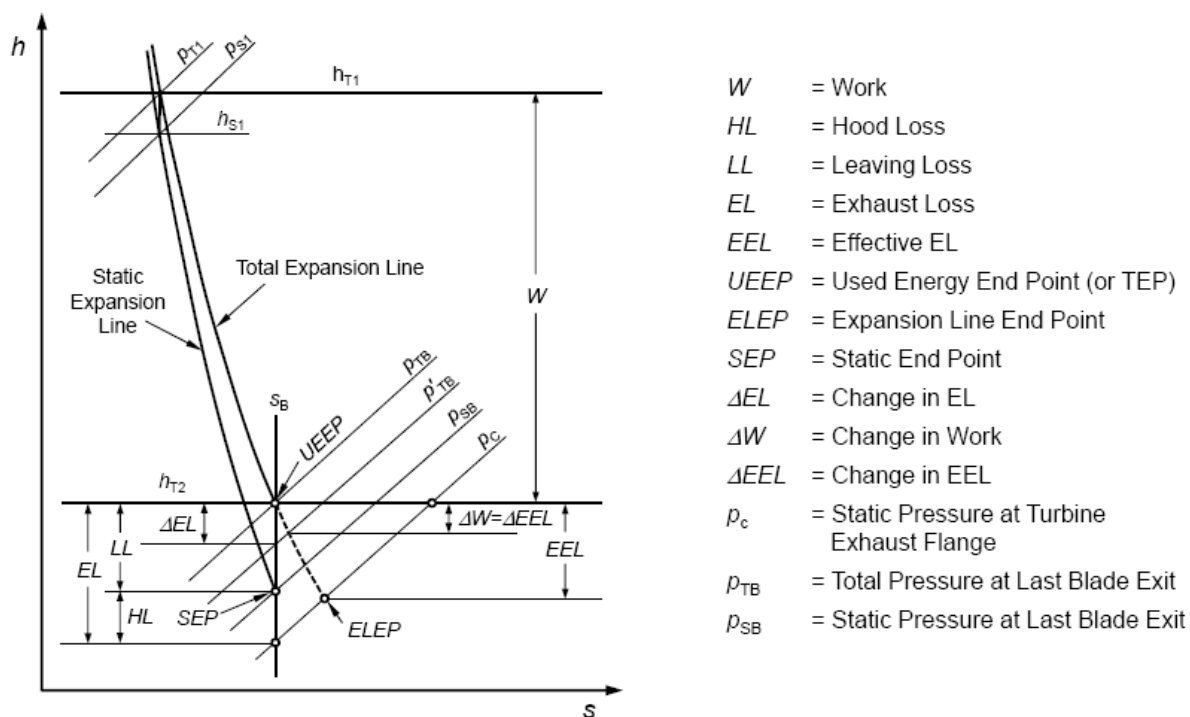


Abbildung 34: Austrittsverlust h,s Diagramm [22]

Der Austrittsverlust besteht aus vier Teilverlusten:

- kinetischer Austrittsverlust (actual leaving loss)
- Abdampfstützenverlust (gross hood loss)
- Nachexpansionsverlust (annulus-restriction loss)
- Rückstromverlust (turn-up loss)

Die Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes kann nach der Endstufe der Niederdruckturbine nicht mehr genutzt werden, da eine direkte Einleitung in den Kondensator erfolgt und wird somit als Verlust angesehen. Der kinetische Austrittsverlust wird über die Absolutgeschwindigkeit (C) berechnet.

$$\text{Kinetischer Austrittsverlust} = \frac{C^2}{2} \quad (18)$$

Wie man aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 35 sieht, verändert sich die Absolutgeschwindigkeit mit Veränderung der Relativgeschwindigkeit (w). Bei sehr kleinen Relativgeschwindigkeiten wird die Absolutgeschwindigkeit bei Erhöhung der ersteren geringer werden (Punkt 2 -4). Den minimalen Wert erreicht sie, wenn der Winkel zwischen der Umfangsgeschwindigkeit (u) und der Relativgeschwindigkeit ein rechter (90°) ist (Punkt 4). Steigt die Relativgeschwindigkeit weiter an, wächst die Absolutgeschwindigkeit wieder mit ihr.

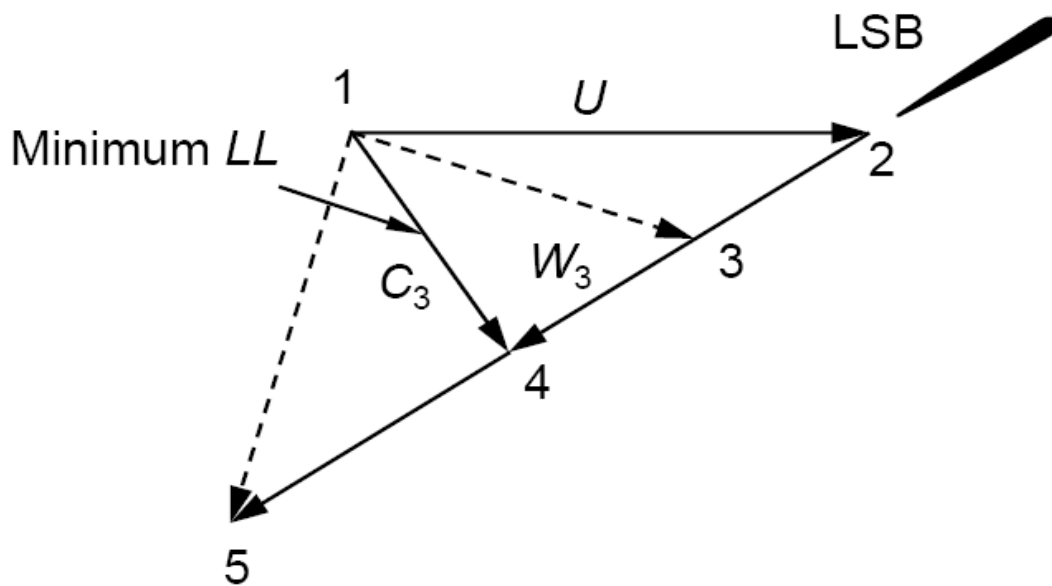


Abbildung 35: Geschwindigkeitsdreieck einer ND-Turbinen-Endstufe (LL...Leaving Loss, (kinetischer Austrittsverlust; LSB...Last Stage Blade, Endstufenschaufel) [22]

Der Abdampfstutzen einer Turbine befindet sich hinter der letzten Stufe und hat die Aufgabe den Dampf zum Kondensator zu leiten und dabei die kinetische Energie in Druck umzuwandeln. Moderne Abdampfstutzen sind deswegen als Diffusor ausgebildet (Abbildung 36). Es findet zuerst also ein Druckrückgewinn von p_2 zu p_3 statt und dann ein Druckabfall auf den Kondensatordruck p_c . Meist muss der Dampf dafür aus der axialen in die radiale Richtung, also um 90° , umgelenkt werden, dies führt zu den Abdampfstutzenverlusten. [19]

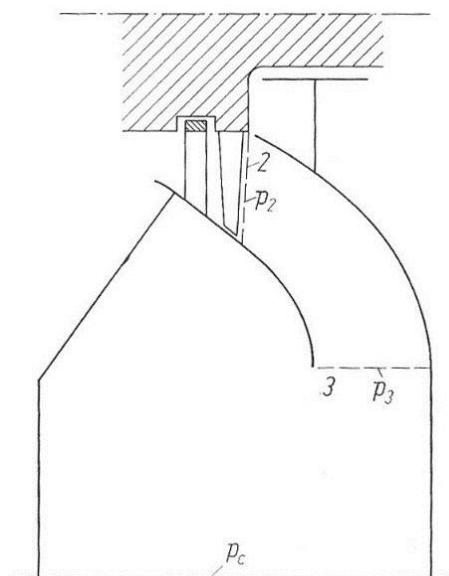


Abbildung 36: Abdampfstutzen [19]

Der Rückstromverlust tritt bei sehr geringen

Relativgeschwindigkeiten am Austritt auf. So kann es dann passieren, dass der Austrittsdruck höher wie der Anzapfdruck der letzten Anzapfung ist. Es entsteht somit ein Druckgefälle gegen die eigentliche Strömungsrichtung, die den Dampf zurücksaugt. Dies ist in Abbildung 37 dargestellt.

Die durch den Wirbel generierte Wärme macht eine Kühlung der Endstufe sowie des Abdampfstutzen unumgänglich und es wird deswegen Wasser in den Stutzen gesprüht. Diese Wassereinspritzungen führen aber auch zu einer erhöhten Erosion an den Turbinenschaufeln, da die feinen Wassertröpfchen durch den Druckgradienten in die Endstufe hineingezogen werden (siehe Abbildung 38).

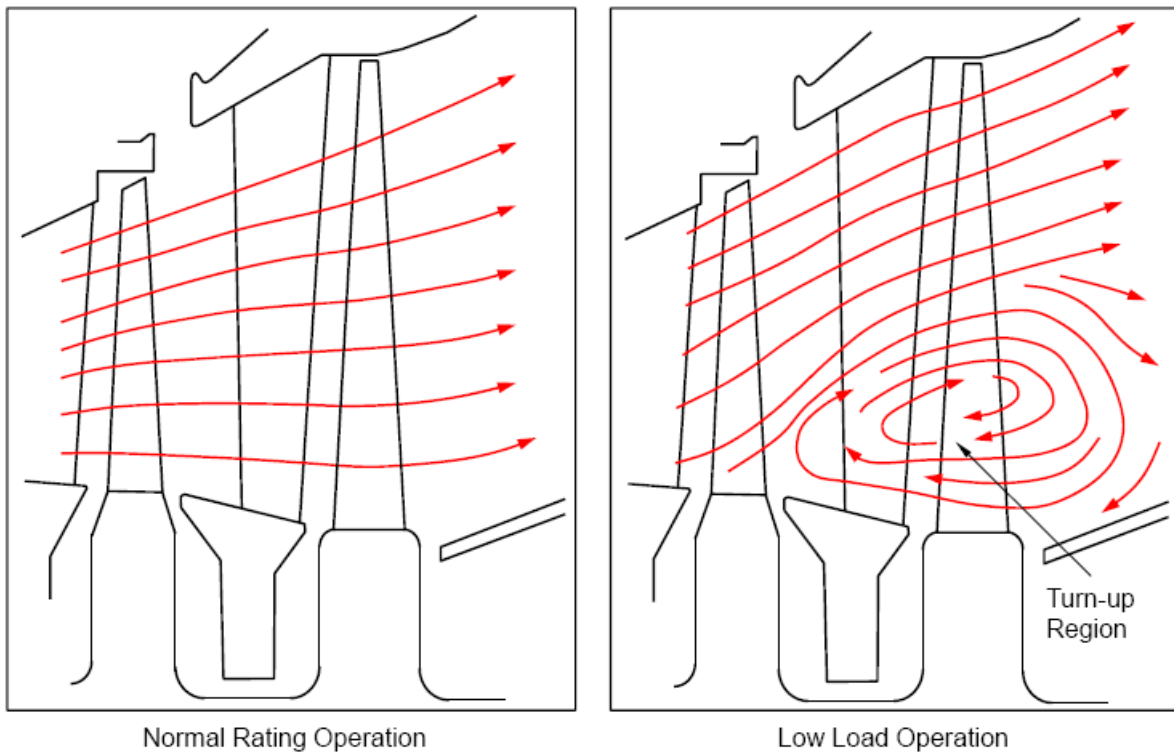


Abbildung 37: Rückstromverlust [22]

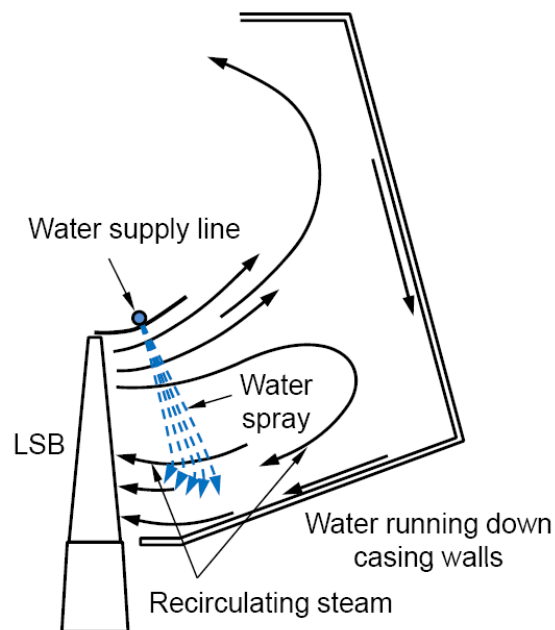


Abbildung 38: Wassereinspritzung im Abdampfstutzen [22]

Wenn der Druckunterschied über die Endstufe groß genug ist, wird die Dampfgeschwindigkeit sich bis zur Schallgeschwindigkeit erhöhen. Nach Erreichung der kritischen Bedingungen kann das Druckverhältnis zwar weiter abfallen, es wird aber zu keiner weiteren Geschwindigkeitssteigerung mehr kommen. Der zusätzliche Druckverlust zwischen kritischem Druckverhältnis und dem realen wird als Nachexpansionsverlust bezeichnet. [22]

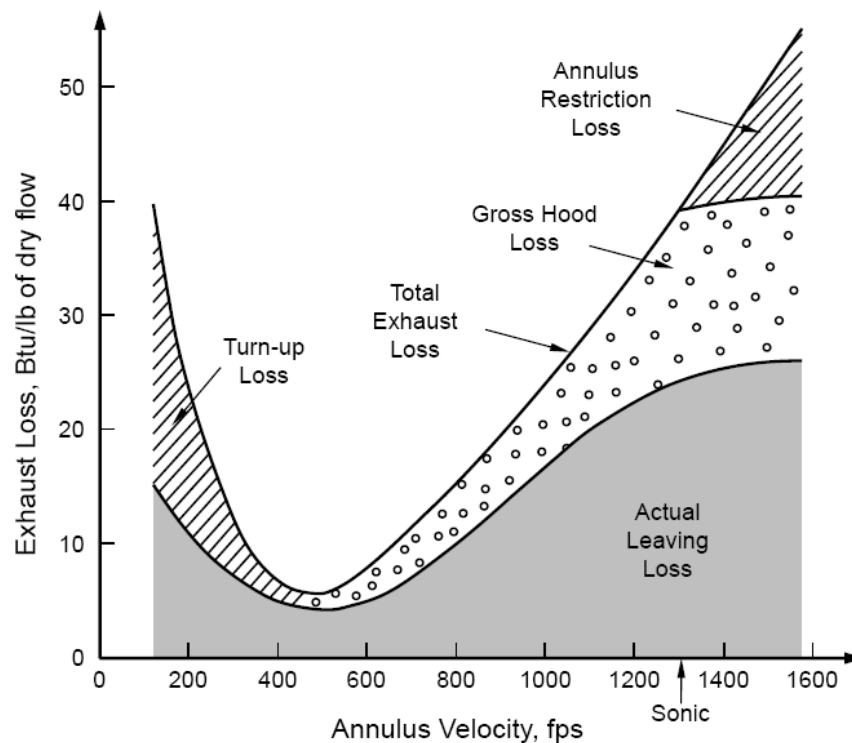


Abbildung 39: Typischer Kurvenverlauf des Austrittsverlustes [22]

In Abbildung 39 ist der Kurvenverlauf des Austrittsverlustes über der Axialgeschwindigkeit aufgetragen, ebenso kann man darin den Verlauf der vier Einzelverluste erkennen.

Bei Vollast beanspruchen die gesamten Austrittsverluste etwa 3% der generierten Leistung

Ist die Dampfturbine im Teillastbetrieb, wird sich die Absolutgeschwindigkeit am ND-Turbinenausstritt ändern und es ergibt sich somit ein anderer Austrittsverlust.

9.1.3 Wirkungsgradverlauf der Turbinenstufen

In diesem Kapitel sollen die Teillastkurven für Gleichdruck- und Überdruckstufen dargestellt werden. Wie schon erwähnt, wird die erste HD-Turbinenstufe meist als Aktionsstufe ausgeführt und die restlichen Stufen nach dem Reaktionsprinzip.

Verändert sich das Gefälle einer Turbinenstufe, so hat dies entsprechende Auswirkungen auf das Geschwindigkeitsdreieck. Die Laufzahl, welche das Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit zu Austrittsgeschwindigkeit definiert, wird sich aufgrund einer abweichenden Austrittsgeschwindigkeit bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit (wegen konstant bleibender Drehzahl) verändern. Sie ist also ein Maß für die Abweichung vom Auslegungspunkt. Es ergeben sich also unterschiedliche Abströmgeschwindigkeiten und Umlenkwinkel, die wiederum den Wirkungsgrad beeinflussen. [18]

- Gleichdruckstufen

In der folgenden Abbildung ist der Umfangswirkungsgrad η_u einer Gleichdruckstufe über der Laufzahl aufgetragen. Wie man sieht, nimmt der Umfangswirkungsgrad mit steigender Laufkranzzahl ab. Dies ist auf die durch die starken Umlenkungen verursachten Übergangsverluste von Kranz zu Kranz zurückzuführen.

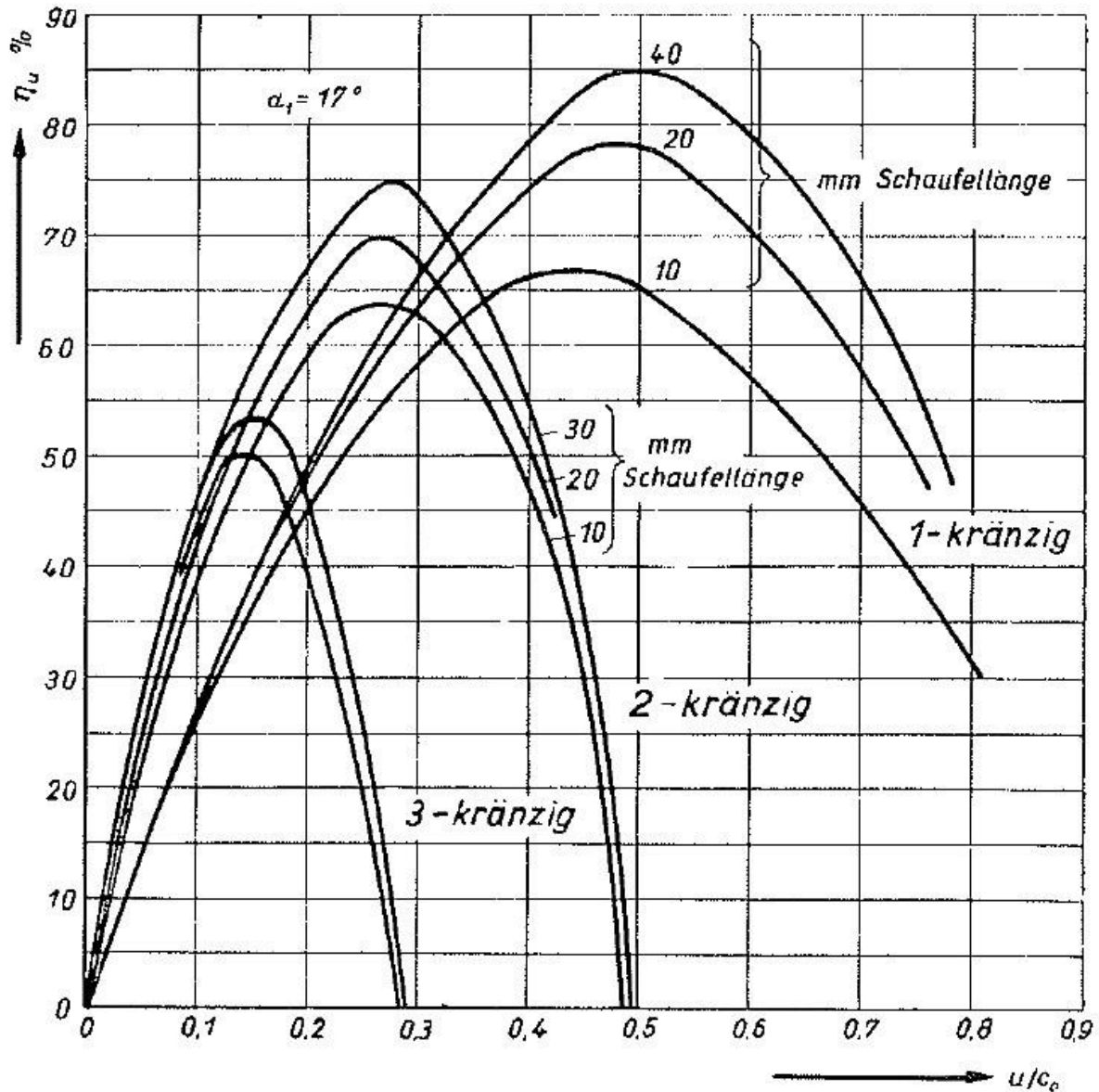


Abbildung 40: Wirkungsgrad η_u für 1-, 2-, 3-kranzig beschauelte Gleichdruckräder [14]

- Überdruckstufen

In der nächsten Abbildung ist der Umfangswirkungsgradverlauf einer Überdruckstufe über der Laufzahl aufgetragen.

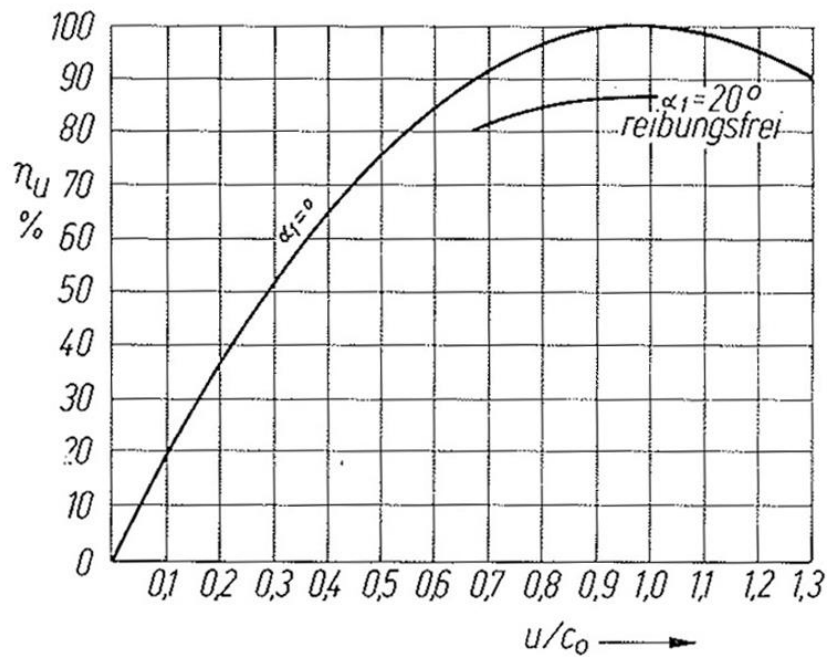


Abbildung 41: Verlauf von η_u über u/c_0 für Überdruckstufen mit $r=0,5$ [14]

In Abbildung 42 sind die Wirkungsgradverläufe der unterschiedlichen Stufenarten gegenübergestellt.

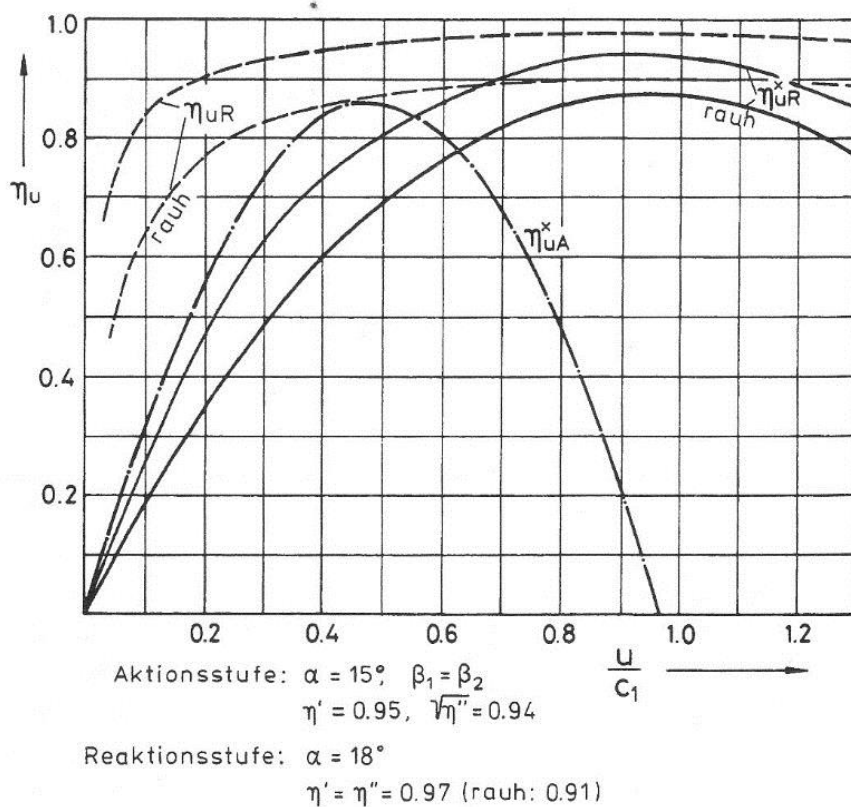


Abbildung 42: Umfangswirkungsgrad über der Laufzahl für Gleich- und Überdruckstufen [18]

Man erkennt, dass bei der Gleichdruckstufe das Optimum bei einer Laufzahl von ca. 0,5 erreicht wird, während es bei der Überdruckstufe bei annähernd 0,9 liegt. Dadurch wird gezeigt, dass die Aktionsstufe in der Lage ist, größere Gefälle abzubauen. [18]

9.2 Teillastverhalten des Generators

Das Teillastverhalten des Generators zeigt wie sich der Wirkungsgrad des Generators über der relativen Last ändert. Zur Berechnung dieses Zusammenhanges werden die folgenden Annahmen getroffen:

Der elektrische Wirkungsgrad des Generators ist definiert als

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_m} \quad (19)$$

Die elektrische Leistung des Generators ergibt sich aus der mechanischen Leistung, die über die Welle übertragen wird, weniger der Reibverluste und der elektrischen Verluste im Generator.

$$P_{el} = P_m - P_R - P_{elV} \quad (20)$$

Diese Beziehung für die elektrische Leistung setzt man in die anfängliche Definition des elektrischen Wirkungsgrades ein.

$$\eta_{el} = \frac{P_m - P_R - P_{elV}}{P_m} = 1 - \frac{P_R + P_{elV}}{P_m} \quad (21)$$

Für den Auslegezustand (Index 0) gilt:

$$P_{m0} = P_{el0} + P_{R0} + P_{elV0} \quad (22)$$

$$\text{Annahme: } P_R = P_{R0} \text{ und } P_{elV} = P_{elV0} \approx 0 \quad (23)$$

Die mechanischen Verluste der Turbinen und des Generators werden aufgrund der konstanten Drehzahl ebenfalls als konstant angesehen, die elektrische Verlustleistung wird als verschwindend gering angenommen. Mit diesen Vereinfachungen erhält man die Gleichung für den Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Auslegungsbedingungen.

$$\eta_{el} = \frac{\left[\frac{P_m}{P_{m0}} - (1 - \eta_{el0}) \right]}{\left(\frac{P_m}{P_{m0}} \right)} \quad (24)$$

In der nachstehenden Abbildung ist der Verlauf des Wirkungsgrades aufgezeichnet.

Es wurde ein Auslegungswirkungsgrad (η_{el0}) von 98% angenommen. [23]

Verlauf des elektrischen Wirkungsgrades bei Teillast

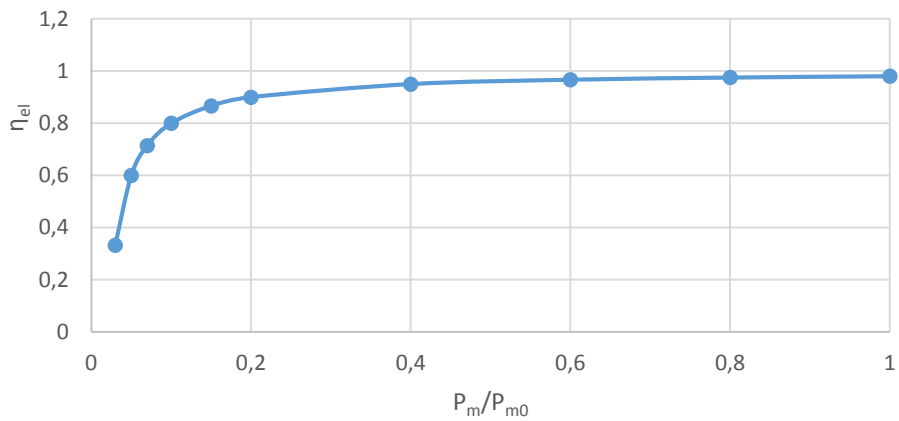


Abbildung 43: Verlauf des elektrischen Wirkungsgrades bei Teillast

9.3 Teillastverhalten der Wärmetauscher

Für die Abschätzung der Veränderung der Grädigkeiten der Wärmetauscher bei Teillast werden meist von der Wärmeleistung abhängige empirische Kurven verwendet.

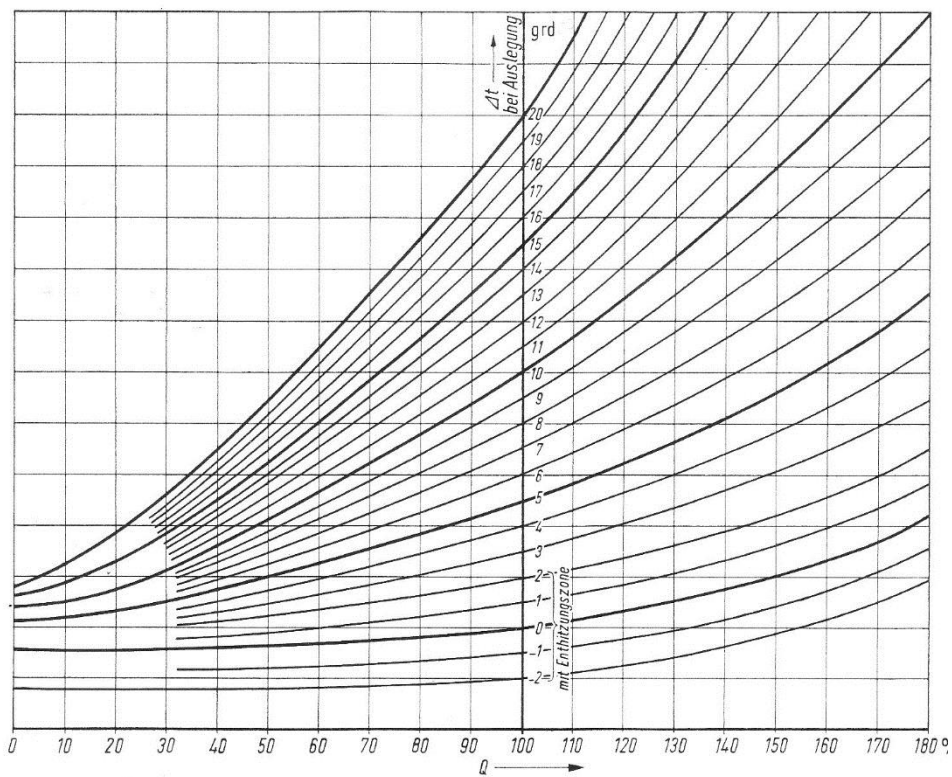


Abbildung 44: Änderung der Grädigkeit von Wärmetauschern bei abweichenden Wärmeleistungen [24]

Abbildung 44 zeigt beispielhaft so eine Kurve. Man kann aus dieser für eine veränderte Wärmeleistung die sich einstellende Grädigkeit ablesen.

10 Simulation der Teillast

Es wurden, basierend auf den Messungen der Lastfahrt, Teillastmodelle der einzelnen Lastpunkte erstellt (analog zu Kapitel 7.2). In den folgenden Tabellen sind die wichtigsten Ergebnisse aus diesen Simulationen angeführt. Die aufgeführten Werte haben eine Signifikanz für die restlichen Betrachtungen des Blocks im Rahmen der Ableitung der Verbesserungspotentiale.

Tabelle 5: Ergebnisse der Teillastsimulation (LP1-LP5)

		LP1	LP2	LP3	LP4	LP5
P_{Generator}	[kW]	20417,02	26557,59	30548,49	35425,64	31375,80
m_{FD}	[kg/s]	21,70	28,20	32,57	38,25	36,50
m_{19bar}	[kg/s]	0,00	0,00	0,00	0,00	2,92
t_{Kondensator}	[°C]	36,72	38,98	39,34	42,53	41,37
p_{Kondensator}	[bar]	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08
t_{A6}	[°C]	27,00	34,70	39,90	46,00	43,60
p_{A6}	[bar]	360,00	371,00	387,00	374,24	395,00
m_{A3}	[kg/s]	0,02	0,03	0,01	0,00	0,05
t_{NDV}	[°C]	118,50	122,00	127,80	131,12	125,00
t_{SPW}	[°C]	119,74	124,27	129,61	134,33	127,03
t_{RG}	[°C]	117,75	127,76	121,22	139,16	114,25

Tabelle 6: Ergebnisse der Teillastsimulation (LP6-LP10)

		LP6	LP7	LP8	LP9	LP10
P_{Generator}	[kW]	29428,92	27933,19	25095,86	24071,98	22470,25
m_{FD}	[kg/s]	36,46	36,01	35,40	35,90	35,30
m_{19bar}	[kg/s]	5,59	8,23	11,11	13,90	16,45
t_{Kondensator}	[°C]	39,76	37,62	37,46	37,60	36,44
p_{Kondensator}	[bar]	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06
t_{A6}	[°C]	42,40	34,40	29,00	25,20	20,90
p_{A6}	[bar]	390,00	370,50	352,00	338,40	317,40
m_{A3}	[kg/s]	0,08	0,02	0,08	0,05	0,10
t_{NDV}	[°C]	125,00	123,00	119,00	115,00	110,00
t_{SPW}	[°C]	124,27	119,74	116,40	113,68	110,75
t_{RG}	[°C]	113,00	112,88	120,14	108,16	113,86

Für den Niederdruckvorwärmer 3 (der letzte der Niederdruckvorwärmer) ist in Abbildung 45 der Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten über der übertragenen Wärmeleistung dargestellt. Man erkennt, dass der Wärmedurchgangskoeffizient mit einer Verringerung der übertragenen Wärme ebenso abnimmt.

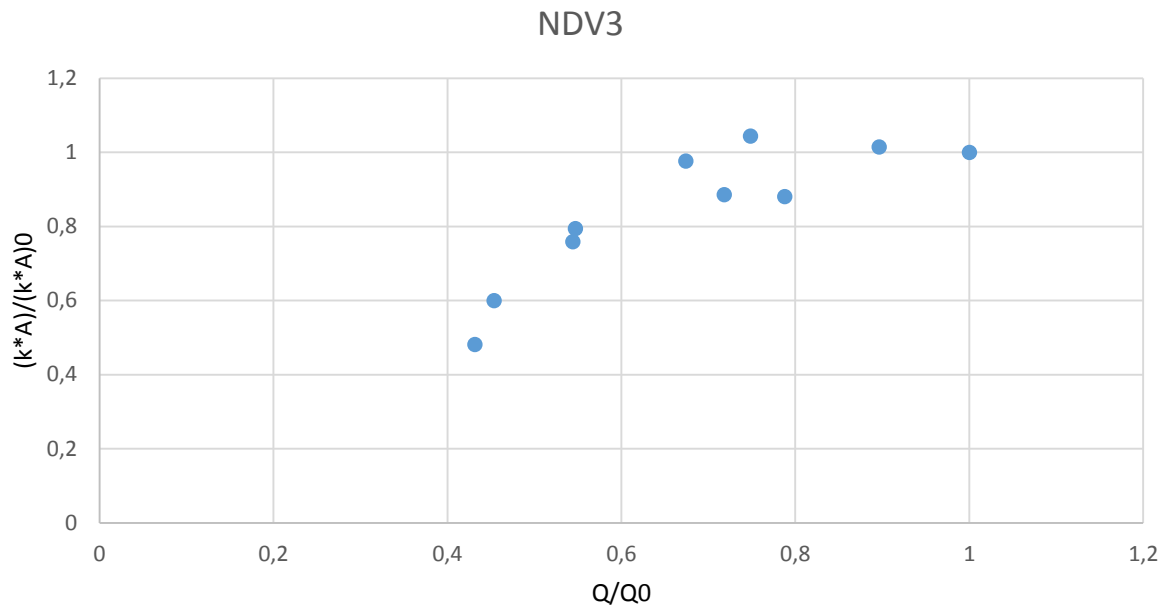


Abbildung 45: Verhalten des Wärmetauschers NDV 3 bei Teillast

In der folgenden Abbildung 46 sind die Teillastverhalten der Niederdruckvorwärmer 1 und 2 dargestellt. Gemäß der Auswertung variiert der Wärmedurchgang bei dem Niederdruckvorwärmer 2 nur gering bei sich veränderndem Wärmestrom. Der Niederdruckvorwärmer 1 wird durch eine Frischdampfanzapfung gespeist. Dieser Massenstrom wurde nicht variiert, da in den vorhandenen Siemens Simulation dieser auch konstant gehalten wurde.

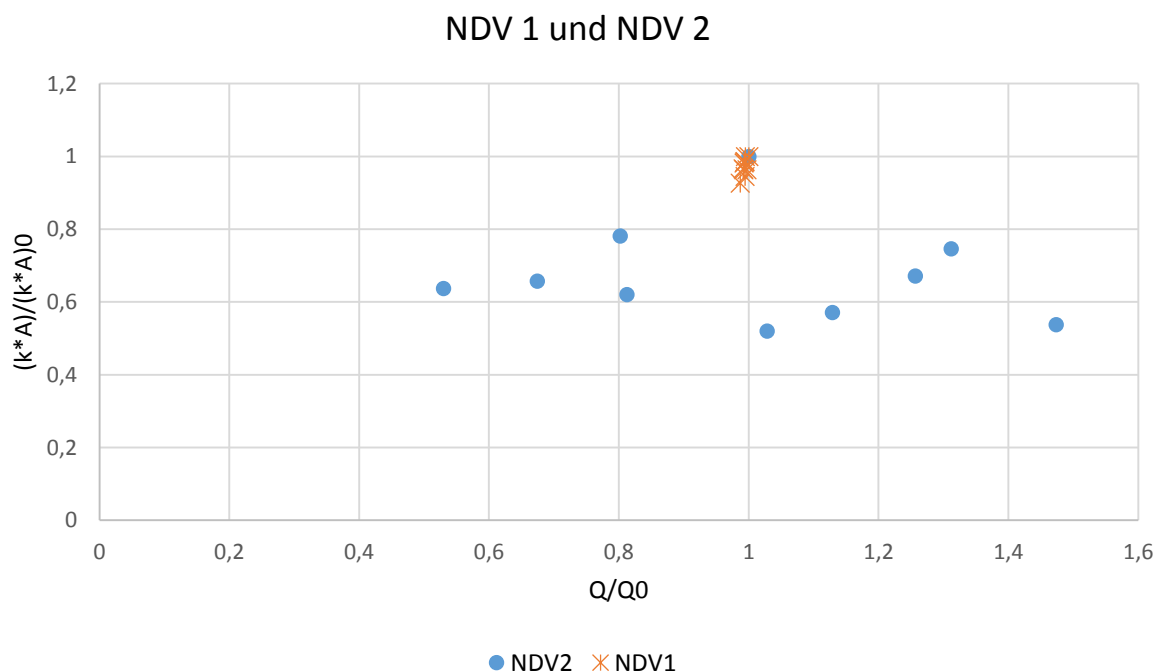


Abbildung 46: Teillastverhalten der Niederdruckvorwärmer 1 und 2

Beim Teillastverhalten der Hochdruckvorwärmer kann man ebenfalls erkennen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient bei einer geringer werdenden Wärmeübertragung abnimmt. obwohl

dies nicht so eindeutig ist wie bei dem Niederdruckvorwärmer 3. Die Verläufe sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

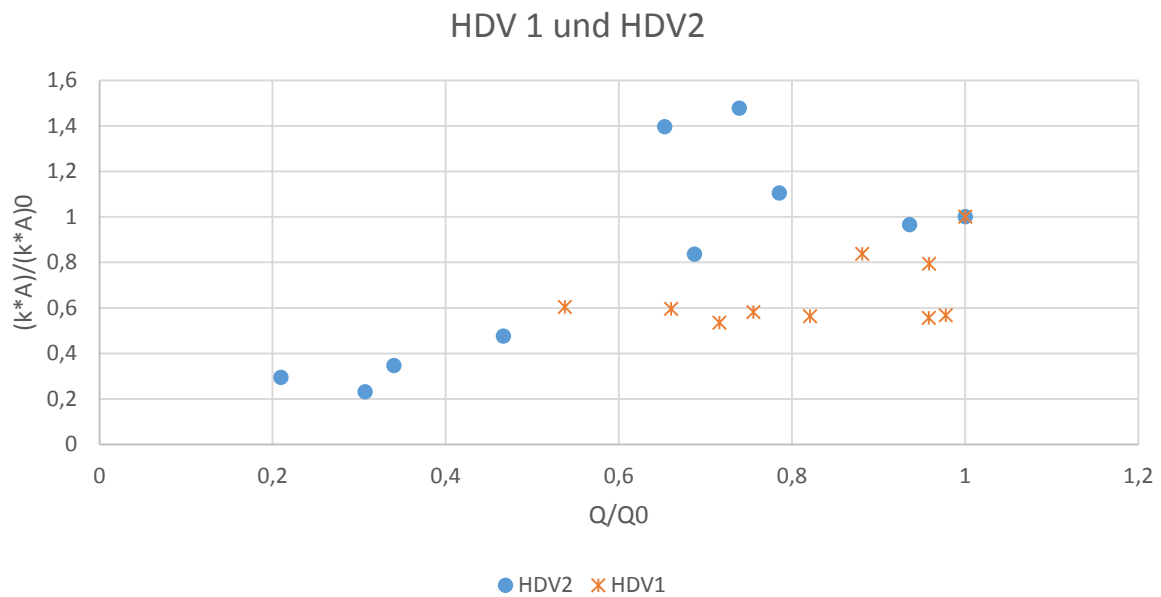


Abbildung 47: Teillastverhalten der Hochdruckvorwärmer 1 und 2

Zur Darstellung des Verlaufes des isentropen Wirkungsgrades aller 10 Lastpunkte wurde die Teilturbine 3 (zwischen A5 und A4) der Hochdruckturbinen gewählt. Der Massenfluss wurde dabei der Simulation entnommen, die Wirkungsgrade aus den thermischen Größen der Messungen ermittelt.

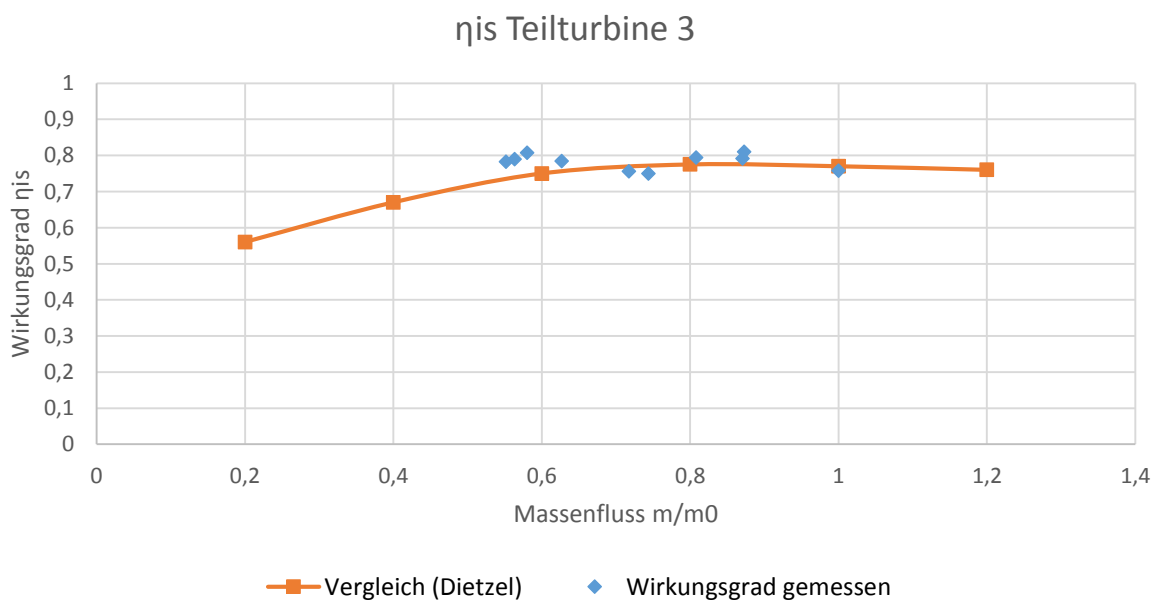


Abbildung 48: Isentroper Wirkungsgrad der Teilturbine 3

Es wurde die Teilturbine 3 gewählt, da die Temperaturmessungen der ersten und der letzten Hochdruckteilturbine verfälscht waren (siehe Kapitel 8.3). Bei der Niederdruckturbinen kommt es aufgrund der niedrigen Druckverhältnisse schon zur Kondensation und da nur Temperatur und Druck bekannt sind, aber nicht die Dampfciffer x , ist es nicht möglich den Wirkungsgrad zu bestimmen.

Man kann in Abbildung 48 erkennen, dass der isentrope Wirkungsgrad der Teilturbine über einen großen Lastbereich relativ konstant bleibt. Die orangenen Punkte im Diagramm stellen den von Dietzel [14] bestimmten Verlauf des isentropen Wirkungsgrades über der Leistung dar. Man sieht eine relativ gute Korrelation.

In der nachstehenden Abbildung 49 sind die Lastpunkte 7-10 der Teilturbinen 1 und 2 dargestellt. Die restlichen isentropen Wirkungsgrade konnten aufgrund der schon erwähnten Messprobleme nicht analysiert werden.

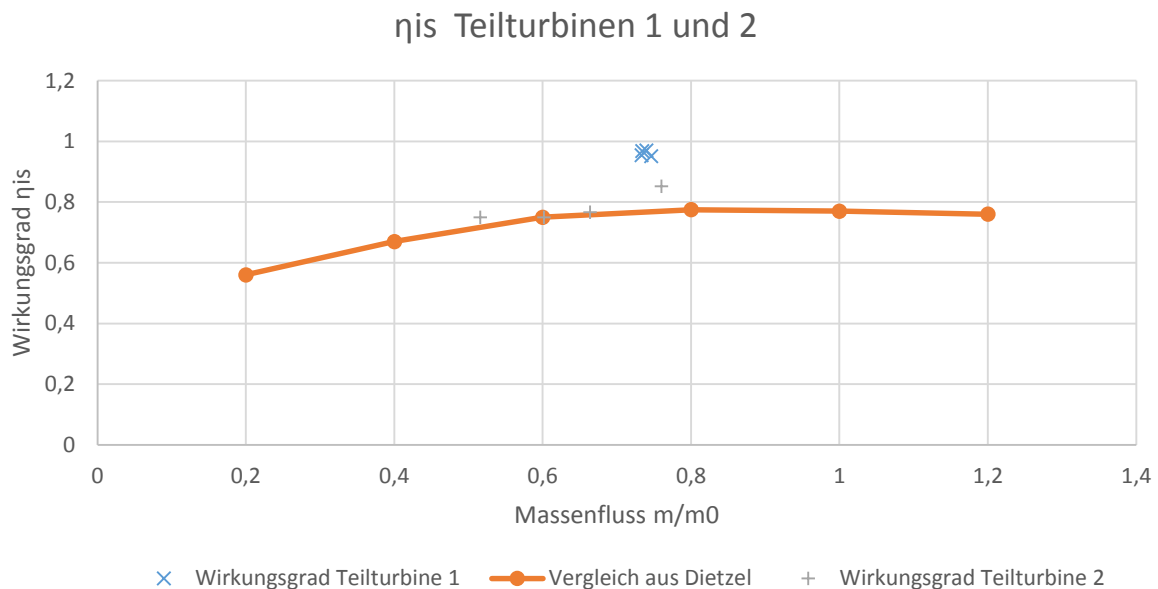


Abbildung 49: Isentroper Wirkungsgrad der Teilturbinen 1 und 2

Wie man aus den Ergebnissen der Teillastsimulation erkennt, sind die Wirkungsgradverläufe der Wärmetauscher und der Turbinen nur zum Teil ähnlich der theoretischen Vorhersage. Um trotzdem exakte Resultate für die weiteren Rechnungen zu bekommen, wurden die Charakteristika der einzelnen Komponenten manuell (anhand der vorliegenden Messdaten) an die gewünschten Teillastzustände angepasst. Es wurden somit 10 einzelne Systeme erstellt die in ihrer Gesamtheit das normale Betriebsspektrum abdecken.

Problematisch bei der Simulationserstellung war vor allem der niedrige Anzapfmassenstrom aus der Anzapfung A3, welcher in den Entgaser eingeleitet wird. Der Grund für den niedrigen Massenstrom liegt im ebenfalls sehr niedrigen Speisewasserdruckniveau, siehe Kapitel 11.4. Da dieser fast nicht vorhanden war, kam es vor, dass während der Adaptierung der Simulation der Massenfluss negativ wurde. Damit dies behoben werden konnte, mussten verschiedene andere Parameter (wie zum Beispiel das Druck- oder Temperaturniveau der Anzapfung) zwangsweise verändert werden. In diesem Bereich gibt es also Abweichungen zu den Messungen. Sonst konnten die vorgegeben Messdaten sehr gut implementiert werden und die Teillastmodelle repräsentieren somit den realen Zustand sehr

genau. Diese genaue Übereinstimmung war auch das Ziel der Teillastsimulation, da somit die vorgenommenen Rechnungen der Verbesserungspotentiale eine hohe Gültigkeit haben sollten.

Die Messungsergebnisse sowie die Simulationen der Teillast der einzelnen Lastpunkte sind im Anhang II zu finden.

11 Optimierungspotentiale

Die abschließende Fragestellung betrifft die Identifizierung von Optimierungspotentialen des Wasser-Dampf-Kreislaufes im Teillastbetrieb.

Dazu wurde der Kreislauf in der Teillast genau analysiert und parallel dazu eine Literaturrecherche durchgeführt. Es wurden folgende Ansatzpunkte gefunden:

- Exergieanalyse
- Dampf-Luftvorwärmer
- Wanderanzapfung
- Speisewassertemperatur
- Kondensatordruck

11.1 Exergieanalyse

Das Ziel der Exergieanalyse ist die Identifizierung der größten Irreversibilitätsquellen eines Prozesses/ Kreislaufes. Im folgenden Kapitel wird der Begriff der Exergie erklärt.

11.1.1 Definition Exergie

Es gibt Energieformen, die zu 100% in Wärme umgewandelt werden können, dazu gehören zum Beispiel elektrische oder mechanische Energien. Bei dieser Umwandlung nimmt die Gesamtentropie durch die Wärmeerzeugung zu.

Umgekehrt kann Wärme hingegen niemals vollständig in Arbeit umgewandelt werden. Dies ist nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik nicht möglich, da damit eine Entropieabnahme impliziert wäre. Nur ein gewisser Teil der Wärme kann also in Arbeit umgewandelt werden.

Die maximale Ausbeute bekommt man durch eine Umwandlung nach dem Carnotprozess. Der Anteil der zu gewinnenden Arbeit aus dieser Umwandlung ist durch den Carnot-Wirkungsgrad η_C gegeben.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_u}{T_{zu}} \quad (25)$$

In der folgenden Abbildung ist der Carnotprozess im T,s Diagramm dargestellt. T_u bezeichnet dabei die Umgebungstemperatur und T_{zu} die Temperatur der zugeführten Wärme.

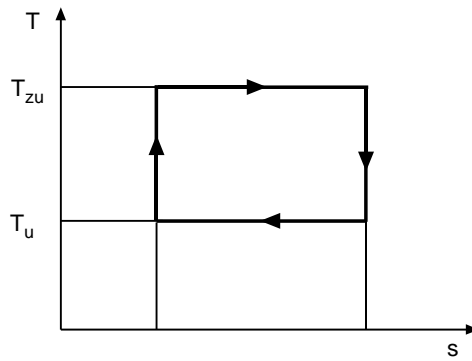


Abbildung 50: Carnotprozess [4]

Es gibt also zwei Arten von Energien, die vollständig umwandelbaren (potentielle, kinetische, elektrische Energie) und die nur beschränkt umwandelbaren (Wärme, innere Energie, Enthalpie). Wie schon im Carnot-Wirkungsgrad ersichtlich hängt der umwandelbare Anteil vom Umgebungszustand ab.

Die voll umwandelbare Energie wird nun als Exergie bezeichnet und der nicht mehr umwandelbare Anteil als Anergie.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik kann nun folgendermaßen formuliert werden:

Gesamtenergie besteht aus Exergie und Anergie und ist in der Summe konstant.

$$\sum Exergie + \sum Anergie = konstant \quad (26)$$

In Abbildung 51 ist das Exergie-Anergie Flussbild dargestellt, das die obig gefundene Definition des ersten Hauptsatzes graphisch darstellt.

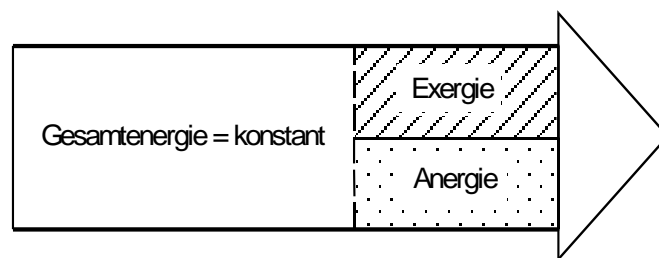


Abbildung 51: Exergie – Anergie Flussbild [4]

Der zweite Hauptsatz kann damit wie folgt beschrieben werden:

Es ist unmöglich Anergie in Exergie umzuwandeln.

$$\sum dEx \leq 0 \quad (27)$$

Bei einem reversiblen Prozess bleibt die Exergie also konstant und bei einem irreversiblen nimmt die Exergie ab.

Durch die Abhängigkeit vom Umgebungszustand besteht ein Stoff, sobald er im Gleichgewicht mit der Umgebung ist, nur mehr aus Anergie.

$$e = h - h_u - T_u * (s - s_u) \quad (28)$$

Die spezifische Exergie e eines Stoffstromes berechnet sich über die Entropie und Enthalpie dessen, sowie den entsprechenden Zustandsgrößen bei Umgebungstemperatur. [4]

11.1.2 Exergieverlust

Da die Exergiebilanzierung der einzelnen Komponenten sehr aufwändig ist, hat sich die Betrachtung der entstehenden Irreversibilitäten durchgesetzt. Es werden somit nicht die gesamten ein- und ausfließenden Exergieströme einer Komponente betrachtet, sondern nur die Exergieverluste.

Die Gouy-Stodola Gleichung wird zur Bestimmung der Irreversibilitätsrate (=Exergieverlust) herangezogen.

Die Exergiebilanz für stationär durchströmte Systeme, in denen keine chemische Reaktion stattfinden, lautet:

$$\sum [\dot{m} * (h + T_u * s)] + \sum \dot{Q}_{zu} * \left(\frac{T_{zu} - T_u}{T_{zu}} \right) = \dot{W} + \dot{I} \quad (29)$$

$h...$ Enthalpie des Stoffstromes [kJ/kg] $s...$ Entropie des Stoffstromes [kJ/kg]

$T_u...$ Umgebungstemperatur [K] $\dot{W}...$ Arbeit [kW]

$\dot{Q}_{zu}...$ zu- und abgeführte Wärme [kW] $\dot{I}...$ Irreversibilitätsrate [kW]

$\dot{m}...$ zu- und abgeführter Massenstrom [kg/s]

$T_{zu}...$ mittlere Temperatur der Wärmezufuhr [K]

Umgeformt und vereinfacht sieht die Gleichung wie folgt aus:

$$\dot{I} = T_u * \left(\sum \dot{m}_{ein} * s_{ein} - \sum \dot{m}_{aus} * s_{aus} - \sum \frac{\dot{Q}_{zu}}{T_{zu}} \right) \quad (30)$$

Wird der Exergieverlust eines Wärmetauschers betrachtet, vereinfacht sich die Gleichung weiter auf:

$$\dot{I} = T_u * (\sum \dot{m}_{ein} * s_{ein} - \sum \dot{m}_{aus} * s_{aus}) \quad (31)$$

da keine Wärme extern zugeführt wird. [17]

Mit Gleichung 31 wurde der Exergieverlust der einzelnen Wärmetauscher für alle 10 Lastpunkte berechnet (siehe Anhang III).

11.1.3 Ergebnisse

Die gemessene Umgebungstemperatur während der Versuchsfahrten war $-0,5^{\circ}\text{C}$ (also 272,65 K), diese wurde auch für die Exergieberechnung verwendet.

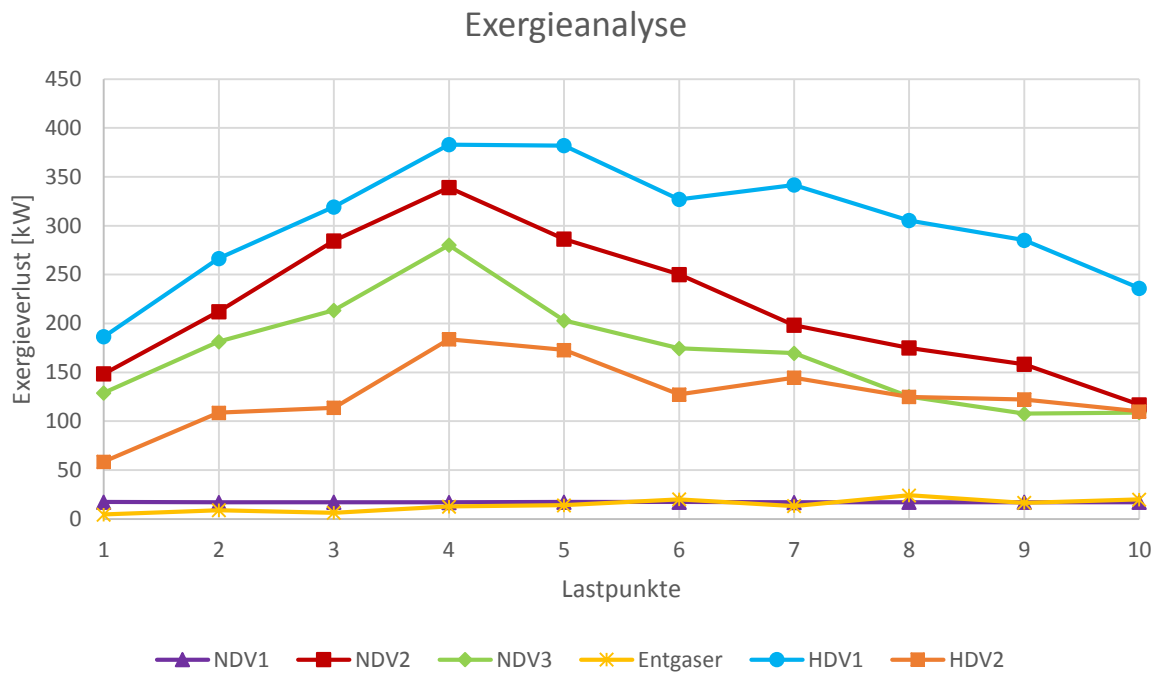


Abbildung 52: Exergieanalyse

In Abbildung 52 sind die Exergieverluste der einzelnen Lastpunkte aufgetragen. Man kann erkennen, dass der Hochdruckvorwärmer 1 für die größten Verluste verantwortlich ist. Es funktioniert die Vorwärmung des Dampfstromes durch den Entgaser nur sehr mangelhaft, weswegen der HDV 1 dessen Vorwärmfunktion fast gänzlich übernimmt. In Kapitel 11.4 wird auf dieses Problem näher eingegangen.

An zweiter und dritter Stelle stehen die Niederdruckvorwärmer 2 und 3. Um hier einen geringeren Exergieverlust zu erreichen, müsste entweder ein weiterer Vorwärmer eingebaut werden oder versucht werden, über den Niederdruckvorwärmer eine größere Wärmemenge zu übertragen, da, wie man aus der obigen Abbildung entnehmen kann, dieser nur sehr gering an der Vorwärmung beteiligt ist.

Durch die Exergieanalyse wird nicht die Qualität eines Wärmetauschers bewertet. Tritt ein hoher Exergieverlust bei einer der untersuchten Komponenten auf, dann zeigt das ein sich möglicherweise

lohnendes Verbesserungspotential. Dies kann erst nach einer genaueren Untersuchung verifiziert werden, da der Massenfluss auch Anteil am Exergieverlust hat und die hohen Entropieunterschiede möglicherweise nicht vermeidbar sind.

11.2 Dampf-Luftvorwärmer

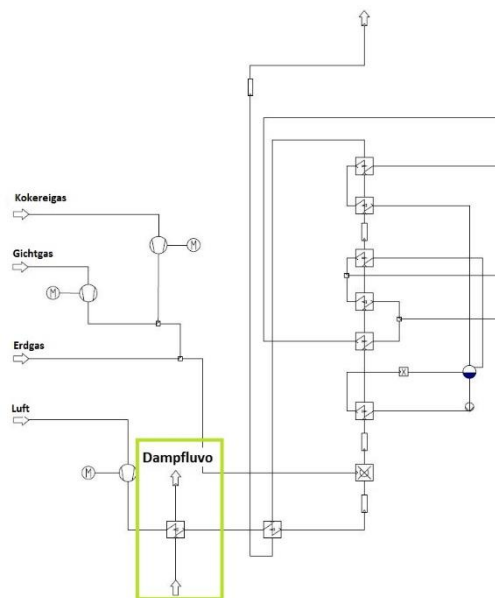


Abbildung 53: Dampflluvo

Es gibt einen Dampflluftvorwärmer (Dampflluvo) in Block 03, dieser ist vor dem eigentlichen Luftvorwärmer eingebaut und wird mit dem 19 bar Prozessdampf betrieben. Der Dampflluvo soll die Unterschreitung des Säuretaupunktes im Kamin und den letzten Heizflächen verhindern und damit Korrosion vorbeugen. Um dies sicherzustellen, wird der Dampflluvo, falls in Betrieb, so geregelt, dass sich eine Rauchgastemperatur von 126°C nach dem Drelluvo einstellt. Er befindet sich deswegen vor dem eigentlichen Luftvorwärmer und erhöht somit die Temperatur der einströmenden Luft in diesem, wodurch die Temperatur des auch durch den Luftvorwärmer strömenden Rauchgases gesteigert wird.

Es wurde nun simuliert inwiefern sich der Prozess- und der Dampferzeugerwirkungsgrad, bei weiterer Erhöhung der Austrittstemperatur aus dem Drelluvo, verändern. Für diese Simulation wurde die Austrittstemperatur in 5° Schritten von 145 °C bis 185°C angehoben, sodass der Dampflluvo eine höhere Luftvorwärmung durchführen muss. Die Simulation basiert auf dem Auslegungszustand LP4, bei diesem liegt die Temperatur ohne Dampflluvobetrieb bei 143,3°C.

Der Prozesswirkungsgrad ist definiert als

$$\eta_{\text{Prozess}} = \frac{P_{el}}{Q_{zu}} \quad (32)$$

Der Dampferzeugerwirkungsgrad ist

$$\eta_{DE} = \frac{Q_N}{Q_{zu}} \quad (33)$$

P_{el} ... elektrische Leistung [kW]

$Q_{zu} = \dot{m}_B * H_U$... zugeführte Wärme [kW]

\dot{m}_B ... Brennstoffmassenfluss $\left[\frac{kg}{s}\right]$

H_U ... unterer Heizwert $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$\dot{Q}_N = \dot{Q}_{ZU} - \dot{Q}_V$... Nutzleistung [kW]

$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{AG} + \dot{Q}_S$... Verlustwärmestrom [kW]

\dot{Q}_{AG} ... Abgasverluste [kW]

\dot{Q}_S ... Strahlungsverluste [kW]

Der Strahlungsverlust moderner Dampfkraftwerke beträgt laut Recknagel, Sprenger und Schramek [25] etwa 0,5-2% der Nutzleistung. Für die Berechnung wurde 1% gewählt.

Der Abgasverlust berechnet sich mit einer Bezugstemperatur t_{BEZ} , die mit 25°C laut Strauß [6] definiert wird.

$$\dot{Q}_{AG} = \dot{m}_{RG} * c_{pRG} * (t_{RG} - t_{BEZ}) \quad (34)$$

\dot{m}_{RG} ... Rauchgasmassenstrom $\left[\frac{kg}{s}\right]$ t_{RG} ... Rauchgasaustrittstemperatur $[^{\circ}C]$

c_{pRG} ... Wärmekapazität des Rauchgases $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

Der Verlauf der beiden Wirkungsgrade ist in den folgenden Abbildungen dargestellt.

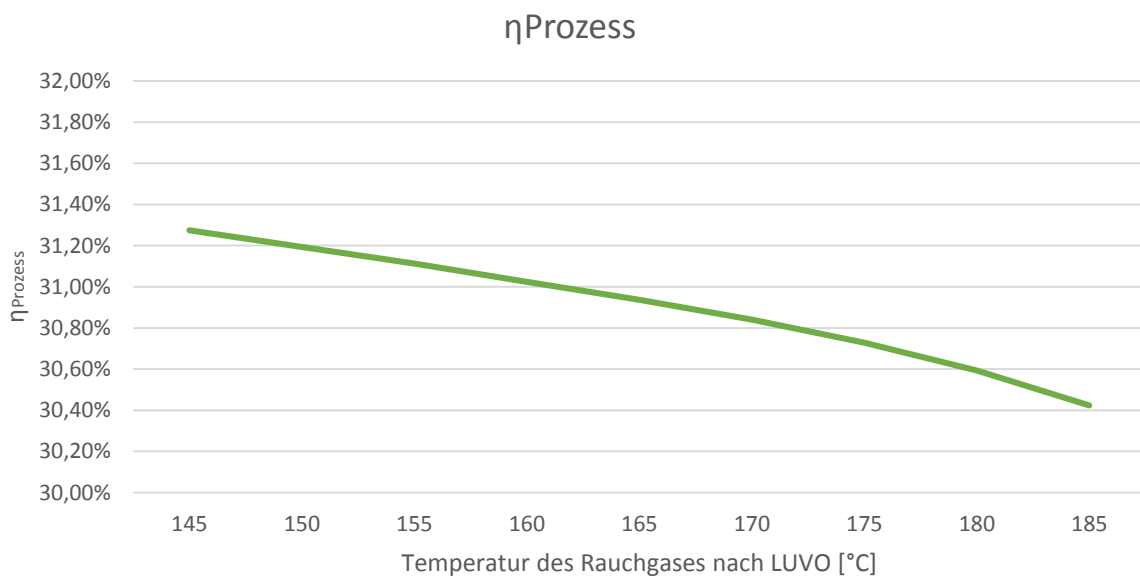


Abbildung 54: Veränderung des Prozesswirkungsgrades bei Dampfhubetrieb

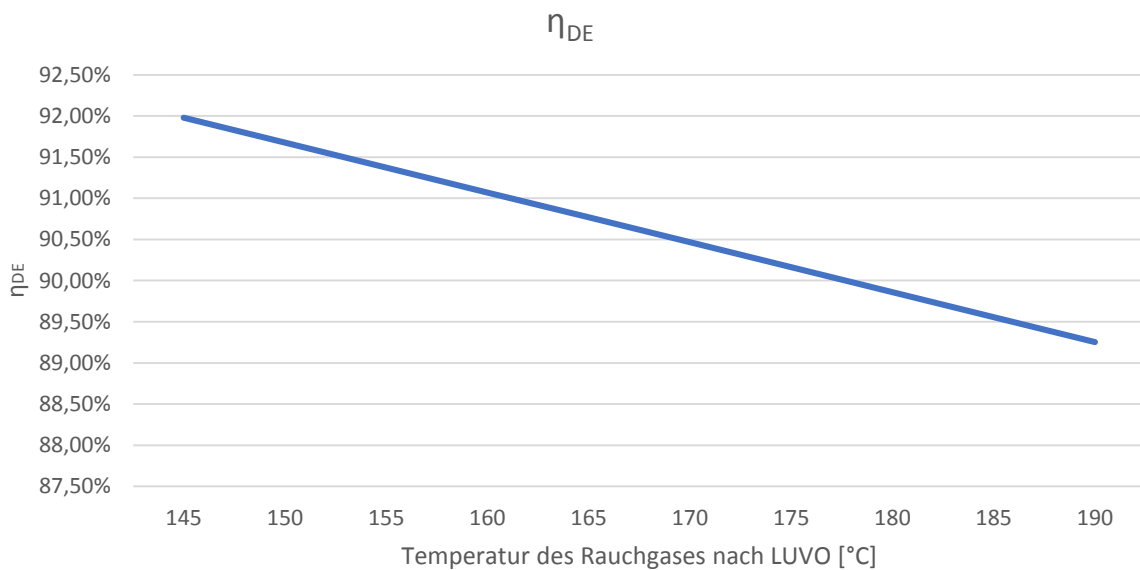


Abbildung 55: Veränderung des Dampferzeugerwirkungsgrades bei Dampfhubetrieb

Man sieht, dass der Prozesswirkungsgrad und der Dampferzeugerwirkungsgrad sinken. Fasst man diese beiden zusammen im Blockwirkungsgrad (Abbildung 56), so erkennt man, dass dieser ebenso abnimmt.

$$\eta_{Block} = \eta_{DE} * \eta_{Prozess} \quad (35)$$

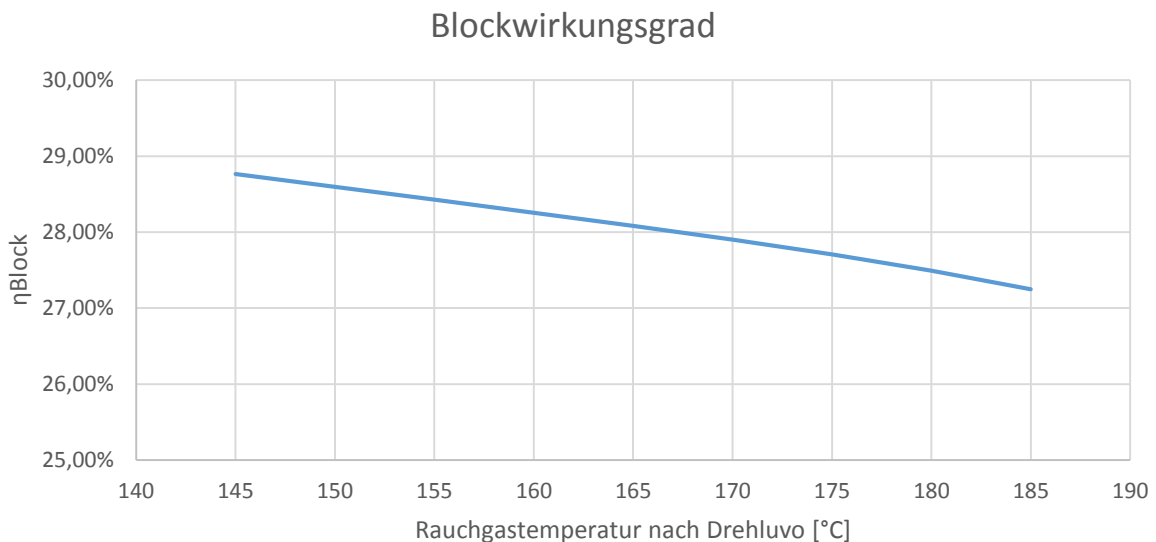


Abbildung 56: Veränderung des Blockwirkungsgrades bei Dampflovobetrieb

Es ist also nicht sinnvoll, den Dampfluftvorwärmer, außer bei der Gefahr der Unterschreitung des Säuretaupunktes, zur generellen Luftvorwärmung zu verwenden.

Sieht man sich den Exergieverlust des Dampflovos an, so fällt auf, dass dieser relativ hoch ist. Dies ergibt sich, weil der sehr hochenergetische Prozessdampfstrom mit 19 bar und 300°C für die Vorwärmung eines eher kalten Mediums verwendet wird.

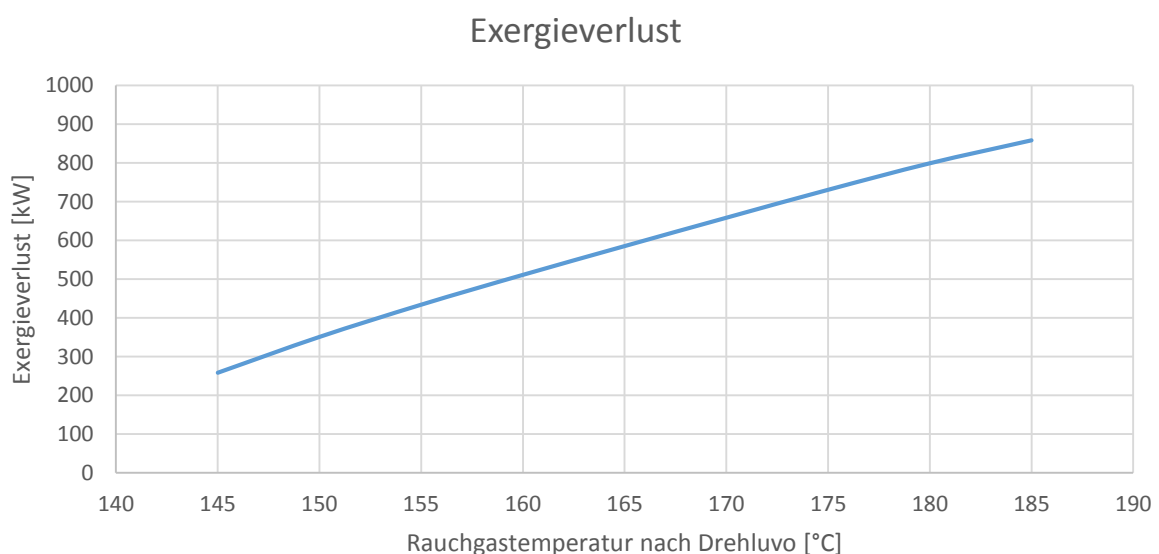


Abbildung 57: Exergieverlust des Dampflovos

Um dies zu verbessern, wurden Szenarien durchgerechnet in denen der Dampflovo über eine Leitung

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselzeit	131,1h
Einschleife	20,1h
Generator	28,26 MW
el. Wirkungsgr.	27,66%

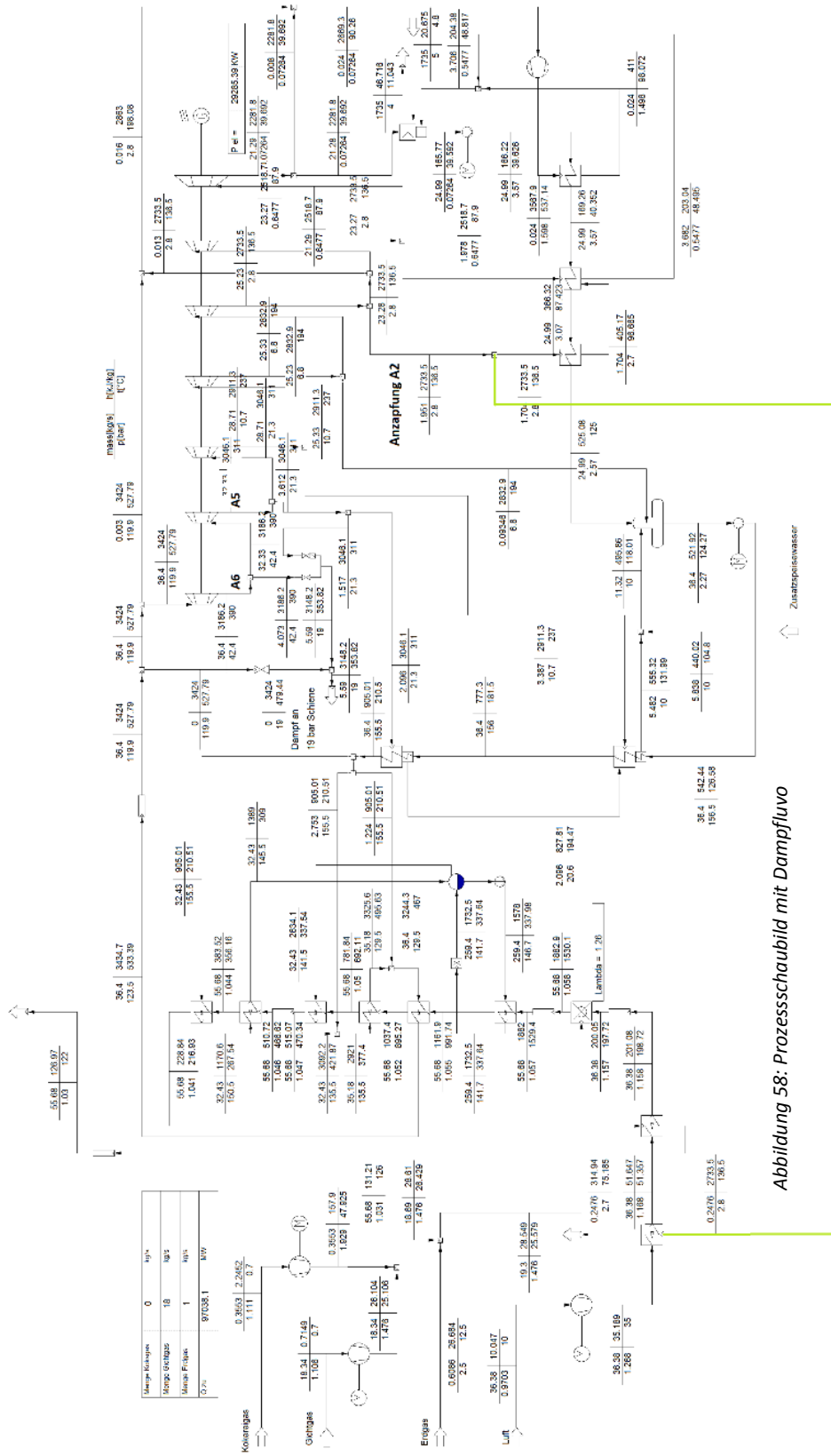


Abbildung 58: Prozessschaubild mit Dampfhuvo

aus der Anzapfung A2 (erste Niederdruckteilturbine) versorgt wird (Abbildung 58). Die Austrittstemperatur aus dem Drehluvo wurde dafür auf 126°C angesetzt.

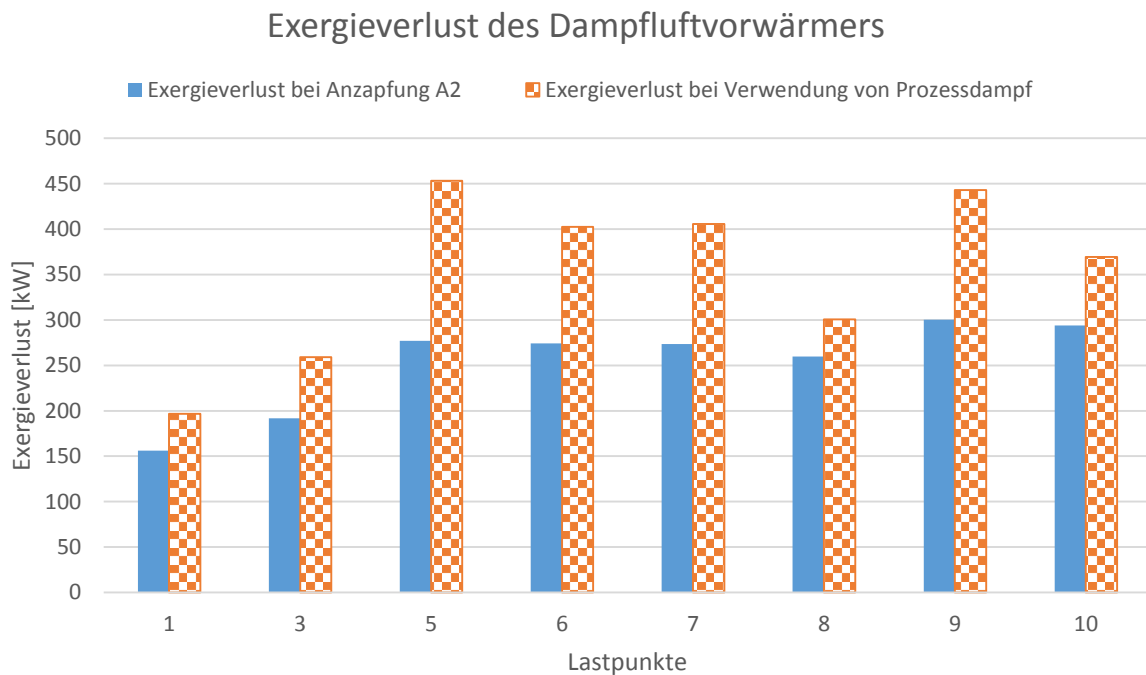


Abbildung 59: Vergleich des Exergieverlustes des Dampfklus bei Dampfentnahme aus Anzapfung A2 und 19-bar Prozessdampfverwendung

In Abbildung 59 werden die Exergieverluste der beiden Betriebsmöglichkeiten des Dampfklus verglichen. Man erkennt, dass der Betrieb über die Entnahme aus Anzapfungsleitung A2 einen geringeren Exergieverlust hat und somit wirtschaftlicher ist. In der obigen Abbildung fehlen die Lastpunkte zwei und vier, da bei diesen die Austrittstemperatur des Drehluftvorwärmers schon über den geforderten 126°C lag.

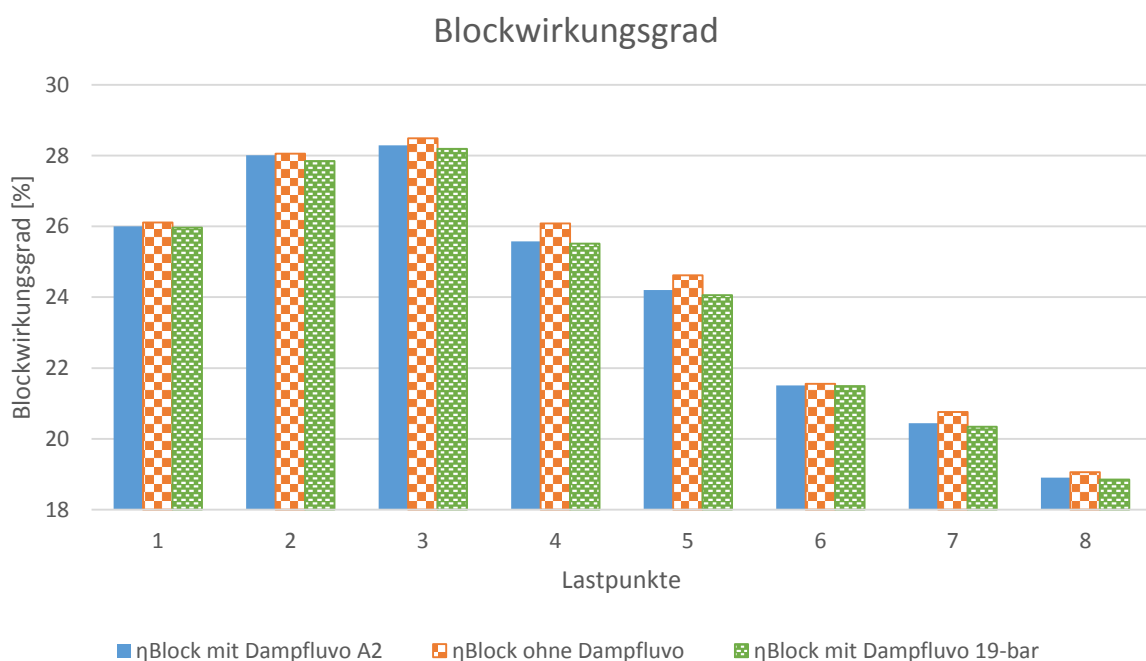


Abbildung 60: Veränderung des Blockwirkungsgrades bei Betrieb des Dampfklus aus Anzapfung A2 oder mit Prozessdampf

In Abbildung 60 werden die Blockwirkungsgrade des Kraftwerks bei normalem Betrieb ohne Dampflluvo und bei Betrieb mit Einsatz des Dampflluftvorwärmers, welche einmal durch die Anzapfung A2 versorgt wird und einmal durch den 19 bar Prozessdampf, verglichen. Man sieht, dass die Blockwirkungsgrade bei den Betrieben mit Dampflluvo abnehmen, was durch den verminderten Massenstrom durch die restlichen stromabwärts von A6 bzw. A2 liegenden Teilturbinen erklärbar ist. Da der Dampflluftvorwärmer aber nicht als Werkzeug zur Wirkungsgraderhöhung, sondern als Sicherheitsmaßnahme gegen die Unterschreitung des Säuretaupunktes verwendet wird, ist dies akzeptabel.

Eine Entnahme aus der letzten Anzapfung (A1) ist nicht möglich, da diese das geforderte Energieniveau nicht gewährleisten kann.

Zusammenfassend festgestellt ist es nicht sinnvoll die Luft mit dem Dampflluftvorwärmer auf eine Temperatur jenseits der geforderten Sicherheitstemperatur aufzuwärmen, um den Ausfall von Säure zu verhindern. Dies erhöht zwar den Prozesswirkungsgrad minimal, aber kann die Verschlechterung des Blockwirkungsgrades nicht kompensieren. Von einem exergetischen Blickwinkel wäre es wichtig, die großen Exergieverluste, die durch die Benutzung des 19-bar Prozessdampfes zur Luftvorwärmung entstehen, durch eine Entnahme aus der A2 Anzapfung zu verringern. Diese Leitung existiert noch nicht, sollte aber als mögliche Verbesserung angedacht werden.

11.3 Wanderanzapfung

Die Funktion einer Wanderanzapfung besteht in der Bereitstellung eines Dampfstromes mit konstantem Druckniveau. Um diesen zu generieren, hat sie mehrere Anzapfungen an der Turbine zur Verfügung. Im Sinne einer hohen energetischen Ausnutzung wird versucht, immer von der Anzapfung mit dem niedrigsten Druckniveau den Massenstrom zu entnehmen. Dies funktioniert aber natürlich nur so lange, bis der Druck in der letzten Anzapfung unter das Niveau des benötigten Prozessdampfes sinkt. In der voestalpine wird so ein Prozessdampfstrom von 19 bar benötigt. Es werden dafür die Anzapfungen A5 und A6 (Abbildung 58) der Hochdruckturbine verwendet.

In Abbildung 61 ist das Anzapfverhalten der Wanderanzapfung aufgezeichnet. Man erkennt darin, dass bei den Lastpunkten (LP) 5 und 6 der gesamte Prozessdampf aus der Anzapfung A5 entnommen wird, A6 wird zu diesen Zeitpunkt gar nicht durchflossen. Nähert sich der Druck der zweiten Anzapfung dem 19 bar Niveau, so wird das Regelventil der A6 Anzapfung langsam geöffnet, im Bereich von 19-20 bar wird aus beiden Anzapfungen entnommen. Wenn der Druck in A5 weiter abfällt, wird nur mehr die erste Anzapfung für die Auskopplung des Prozessdampfes verwendet. Dies war während der

Lastfahrten ab Punkt 8 der Fall. Man kann die Druckabfälle, die durch die Erhöhung der Dampfauskoppelung nach LP 8 in der A5 Leitung erzeugt werden, sehr gut erkennen.

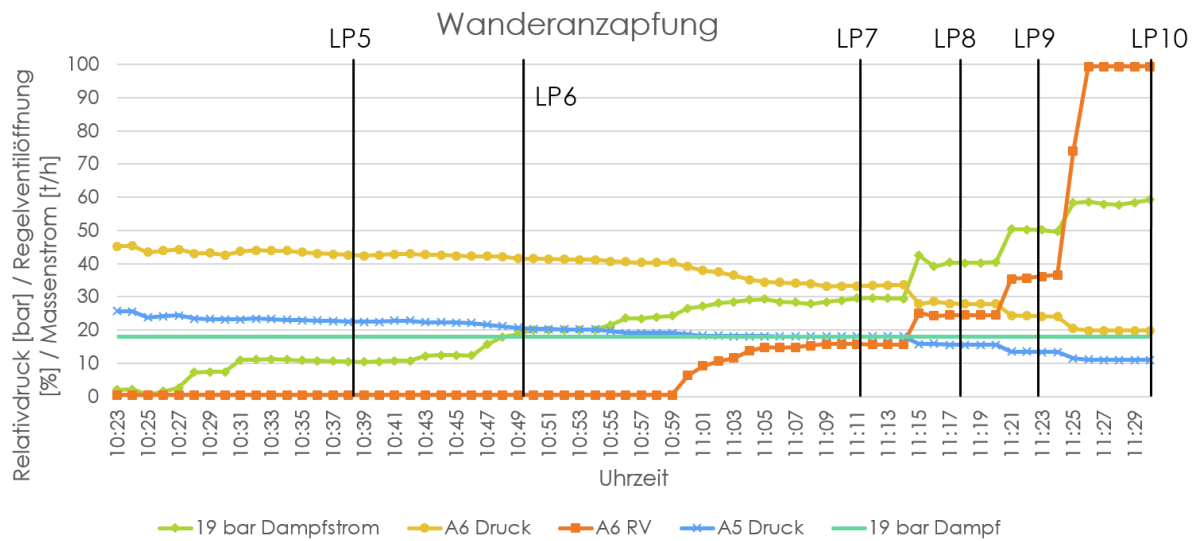


Abbildung 61: Wanderanzapfung

In der folgenden Abbildung sind die Regelventilstellungen der einzelnen Lastpunkte zu sehen. In diesen sieht man sehr genau, ab wann die Wanderanzapfung auf die Leitung A6 zugreift. Das Regelventil der Anzapfung A5 ist ab Lastpunkt 7 zwar auch fast 100%ig geöffnet, nur wird durch eine Klappe verhindert, dass der Dampf weiter in die Prozessdampfleitung einströmt.

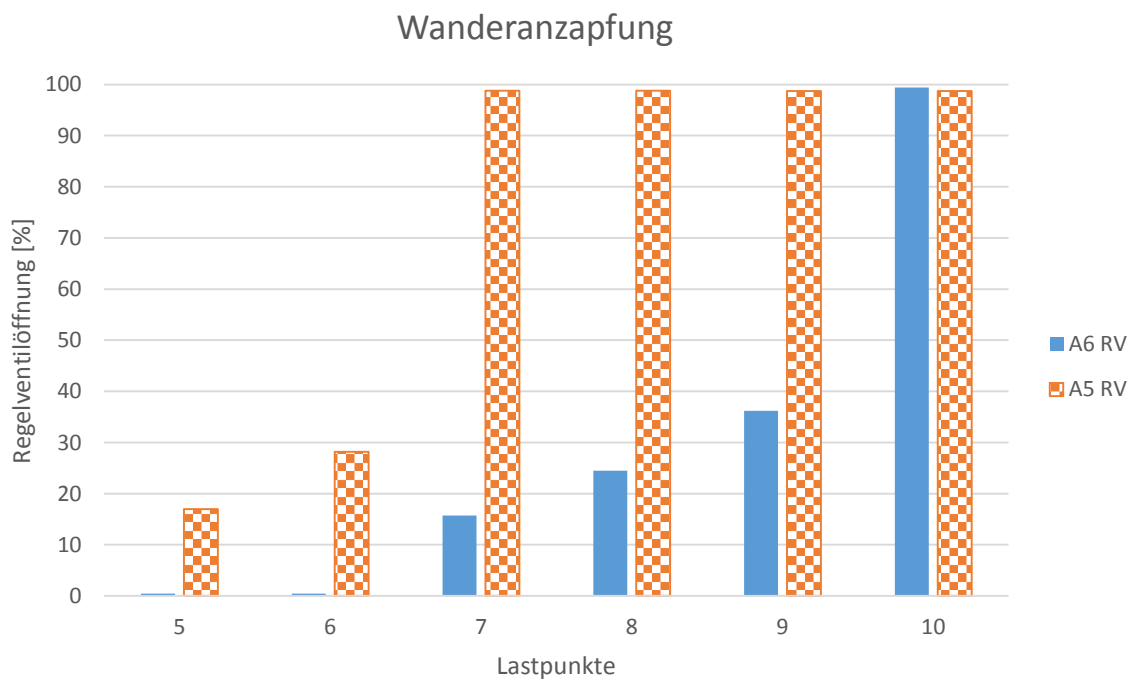


Abbildung 62: Regelventilstellung Wanderanzapfung

Betrachtet man die Wanderanzapfung unter einem exergetischen Aspekt, so wird durch die Drossel in der Leitung, die den Dampf auf das geforderte 19 bar Niveau bringt, Exergie vernichtet. Nachdem die Regelung der Wanderanzapfung die energetisch niedrigere Anzapfung nutzt, solange dies möglich ist, stellt sie eine exergetisch bessere Variante dar, als eine bloße Anzapfung der ersten Teilturbine. Natürlich wäre eine kontinuierliche Anzapfung über die Turbine ideal, dies ist aber nicht realisierbar.

Wichtig ist bei der Abnahme von Prozessdampf darauf zu achten, von welcher Anzapfung der Dampf entnommen wird. So sieht man in der folgenden Abbildung 63 den Zeitraum zwischen den Lastpunkten sechs und sieben noch einmal gesondert dargestellt.

Das Regelventil der Anzapfung A5 wird in diesem Bereich kontinuierlich geöffnet bis die Klappe (im Diagramm nicht dargestellt) sich schließt und kein Massenfluss aus dieser Anzapfung wegen einem zu geringem Druckniveau mehr entnommen wird. Durch das Umschalten auf den exergetisch höher bewerteten Dampfstrom aus der Anzapfung A6 wird dessen Exergie durch die Drosselung auf 19 bar massiv verringert. Aus diesem Grund sollte ein Betrieb der Anlage in diesem Gebiet vermieden werden und versucht werden im exergetisch günstigeren Bereich der alleinigen A5 Anzapfung zu bleiben. Bei einem Lastverhalten ähnlich Punkt sechs und sieben sollte dies möglich sein. Benötigt man mehr Prozessdampf, ist die Entnahme aus der stromaufwärts liegenden Anzapfung unumgänglich. Einzige weitere Möglichkeit wäre eine Auskopplung des Prozessdampfes aus einem der anderen Blöcke, insofern in diesen nicht auch schon exergetisch ungünstige Verhältnisse vorherrschen.

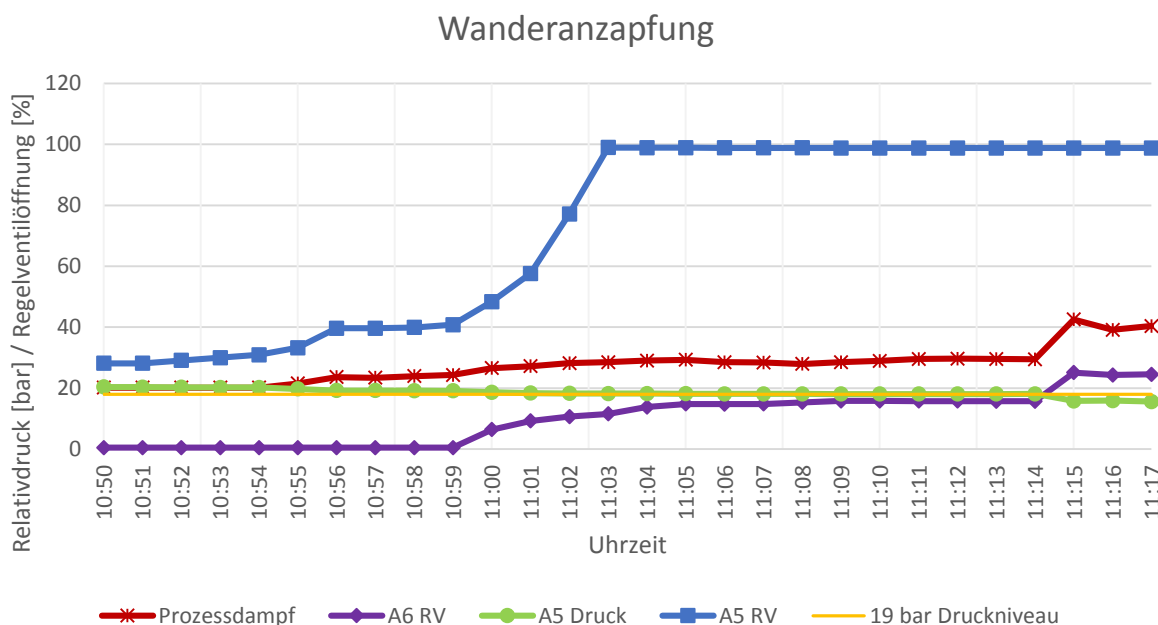


Abbildung 63: Wanderanzapfung (Punkt 6 & 7)

In Abbildung 64 ist die Frischdampfmenge über dem 19 bar Anzapfstrom aufgezeichnet. Solange man sich im grünen Bereich des Diagrammes befindet, wird nur aus der Anzapfung A5 ein Dampfstrom

entnommen, im gelben Bereich nur aus der Anzapfung A6. Der rot gekennzeichnete Bereich markiert den Übergangsbereich zwischen den beiden Anzapfungen, der Betrieb des Kraftwerkes in diesem Bereich sollte, wenn möglich, vermieden werden.

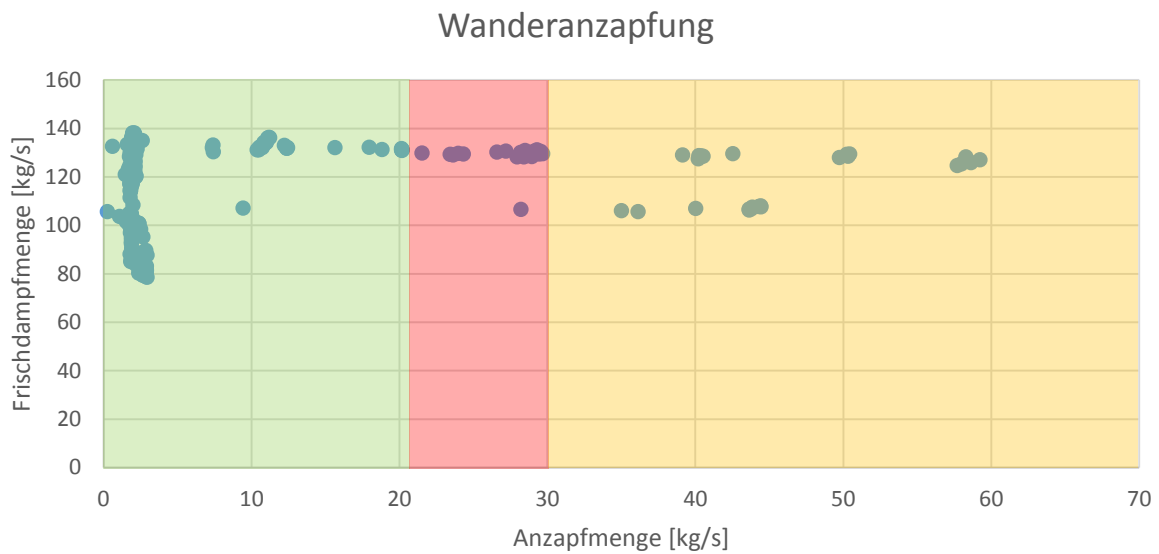


Abbildung 64: Anzapfbereiche

In der nächsten Abbildung ist der Wirkungsgradverlauf über die Versuchsfahrten dargestellt. Man sieht eine Wirkungsgradabnahme mit steigender 19 bar Dampfauskopplung, dies ist logisch erklärbar durch den dadurch verminderten Dampfstrom durch die Turbinen.

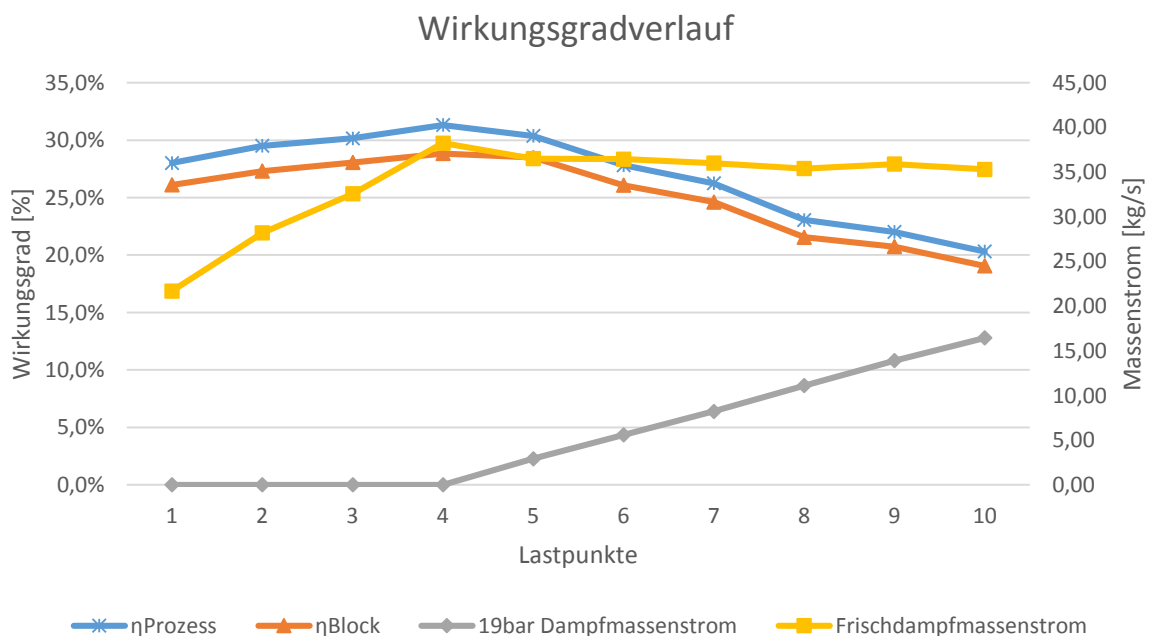


Abbildung 65: Wirkungsgradverlauf

11.4 Speisewassertemperatur

Beim Vergleich des Zustandes vom Dezember 2013 mit dem Abnahmestatus fällt auf, dass die Speisewassertemperatur jetzt um einiges niedriger ist. Diese wird hauptsächlich durch das geringe Druckniveau im Entgaser beeinflusst. Nachdem der Entgaser die Flüssigkeit nur bis zur Sattdampfkurve erwärmt, spielt der Druck eine große Rolle. Ist der Druck gering, kann die Vorwärmung nur in sehr geringem Maße stattfinden, deswegen wird auch nur ein sehr geringer Massenstrom aus der Anzapfung A3 entnommen. Das relativ kalte Medium wird erst im HD-Vorwärmer 1 erwärmt. Dies ist besonders nachteilig, da dadurch für diesen Prozess eine große Wärmemenge erforderlich ist und sich der Anzapfmassenfluss, der den HDV versorgt, erhöht wird. Damit fließt weniger Massenstrom durch die restlichen Teilturbinen und es wird weniger Leistung generiert. Die Eintrittstemperatur in den Kessel erniedrigt sich durch die fehlende Vorwärmung im Entgaser auch. Weiters wird die Entgasungsfunktion des Entgasers durch den geringen Anzapfmassenstrom aus A3 negativ beeinflusst und es besteht dementsprechend ein erhöhtes Korrosionsrisiko in den Leitungen.

Es wurde in der Simulation nun verglichen, inwiefern sich eine Erhöhung der Speisewassertemperatur effektiv auf den Prozesswirkungsgrad auswirken würde. Um dies zu erreichen wurde das Druckniveau der Niederdruckvorwärmer schrittweise erhöht. In den Abbildung 68 und Abbildung 69 ist die Simulation einmal im realen Zustand und einmal mit erhöhtem Druck nach dem NDV 3 dargestellt. Der Druck im realen Zustand entspricht 3,37 bar.

In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse der Simulation zusammengefasst.

Tabelle 7: Ergebnisse Speisewasservorwärmung bei Änderung Druck NDV

Druck nach NDV 3	[bar]	3,37	3,87	4,13	4,30	4,80	5,30	5,80	6,30	6,80
Frischdampf-massenstrom	[kg/s]	38,23	38,31	38,34	38,36	38,42	38,48	38,53	38,58	38,62
Temperatur Speisewasser	[°C]	134,35	139,57	142,05	143,64	147,93	151,86	155,46	158,83	162,01
Druck Speisewasser	[bar]	3,07	3,57	3,83	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50
Massenstrom A4	[kg/s]	3,25	3,18	3,14	3,11	3,04	2,97	2,91	2,84	2,77
tRG	[°C]	138,16	140,01	140,88	141,44	142,94	144,31	145,57	146,73	147,81
Generator-leistung	[MW]	33,34	33,39	33,41	33,42	33,44	33,46	33,48	33,48	33,49
Prozess-wirkungsgrad	%	31,73	31,78	31,80	31,81	31,83	31,85	31,86	31,87	31,88
Block-wirkungsgrad	%	29,22	29,25	29,25	29,25	29,24	29,23	29,22	29,21	29,19

η_{Prozess}

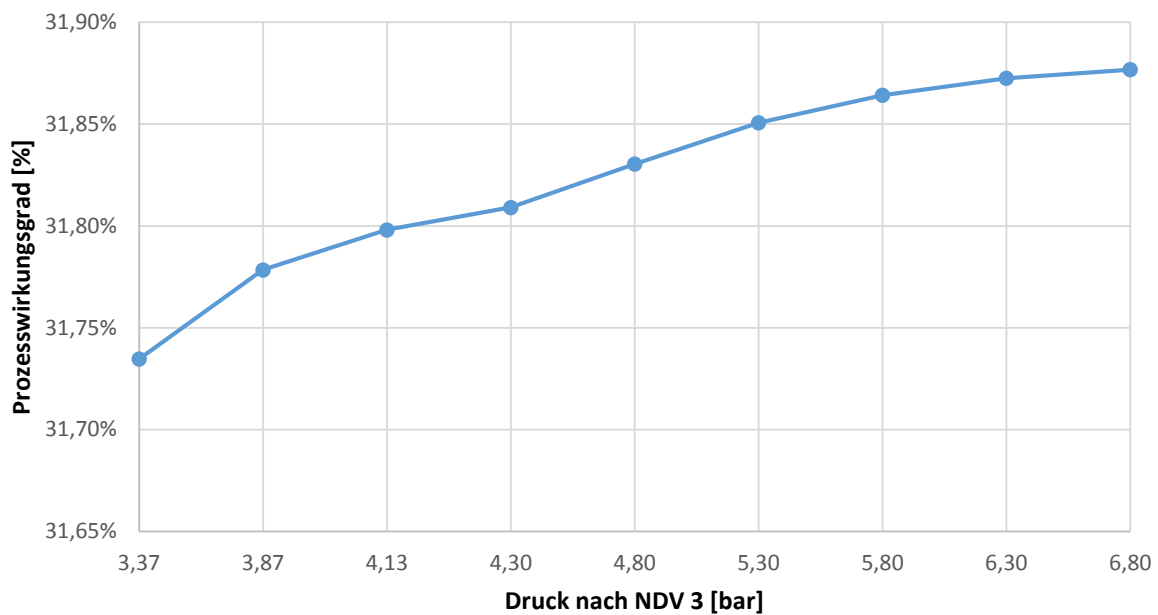


Abbildung 66: Veränderung Prozesswirkungsgrad bei Variation Druck Niederdruckvorwärmer

Wie man aus Tabelle 7 bzw. aus Abbildung 66 und Abbildung 67 erkennen kann ist eine erhöhte Speisewasservorwärmung sehr vorteilhaft. So kann durch diese höhere Eintrittstemperatur in den Dampferzeuger, bei der gleichen Brennstoffmenge, mehr Dampf und somit auch mehr elektrische Leistung generiert werden. Jedoch steigt die Abgastemperatur und durch die dadurch negativen Auswirkungen auf den Blockwirkungsgrad wird das Optimum bei einem Druck zwischen 3,87 und 4,30 bar erreicht, insofern die Brennstoffmenge konstant bleibt.

η_{Block}

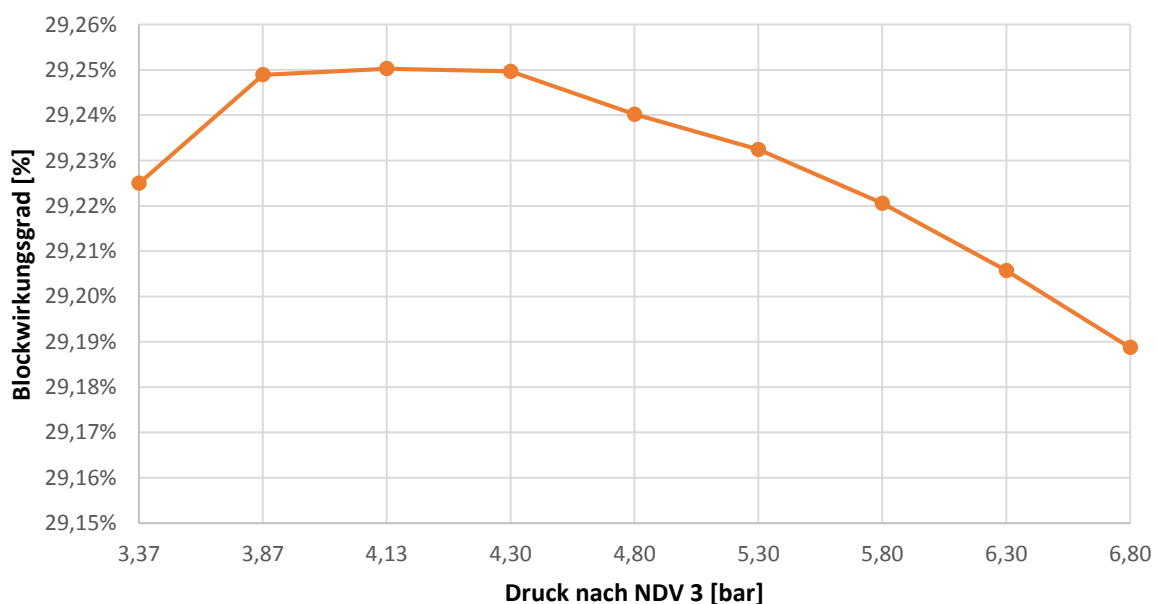


Abbildung 67: Veränderung Blockwirkungsgrad bei Variation Druck Niederdruckvorwärmer

VAS-Kraftwerk Block 03

Kessellast	138 t/h
Entnahme	0 t/h
Generator	35.43 MW
el. Wirkungsgr.	31.32 %

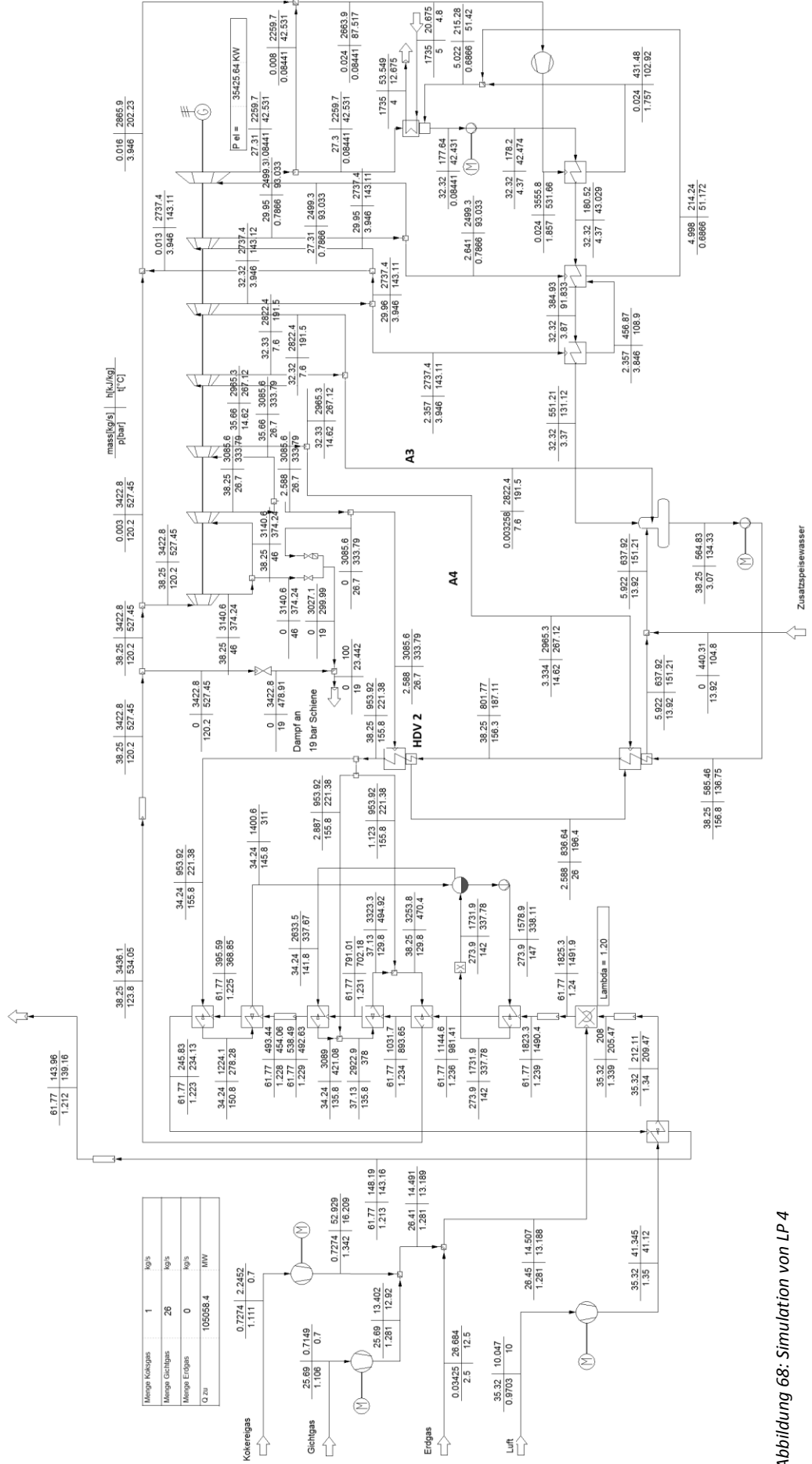


Abbildung 68: Simulation von LP 4

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselzeit	138	Uhr
Entnahme	0	Uhr
Generator	35.97	MW
el. Wirkungsgr.	31.83	%

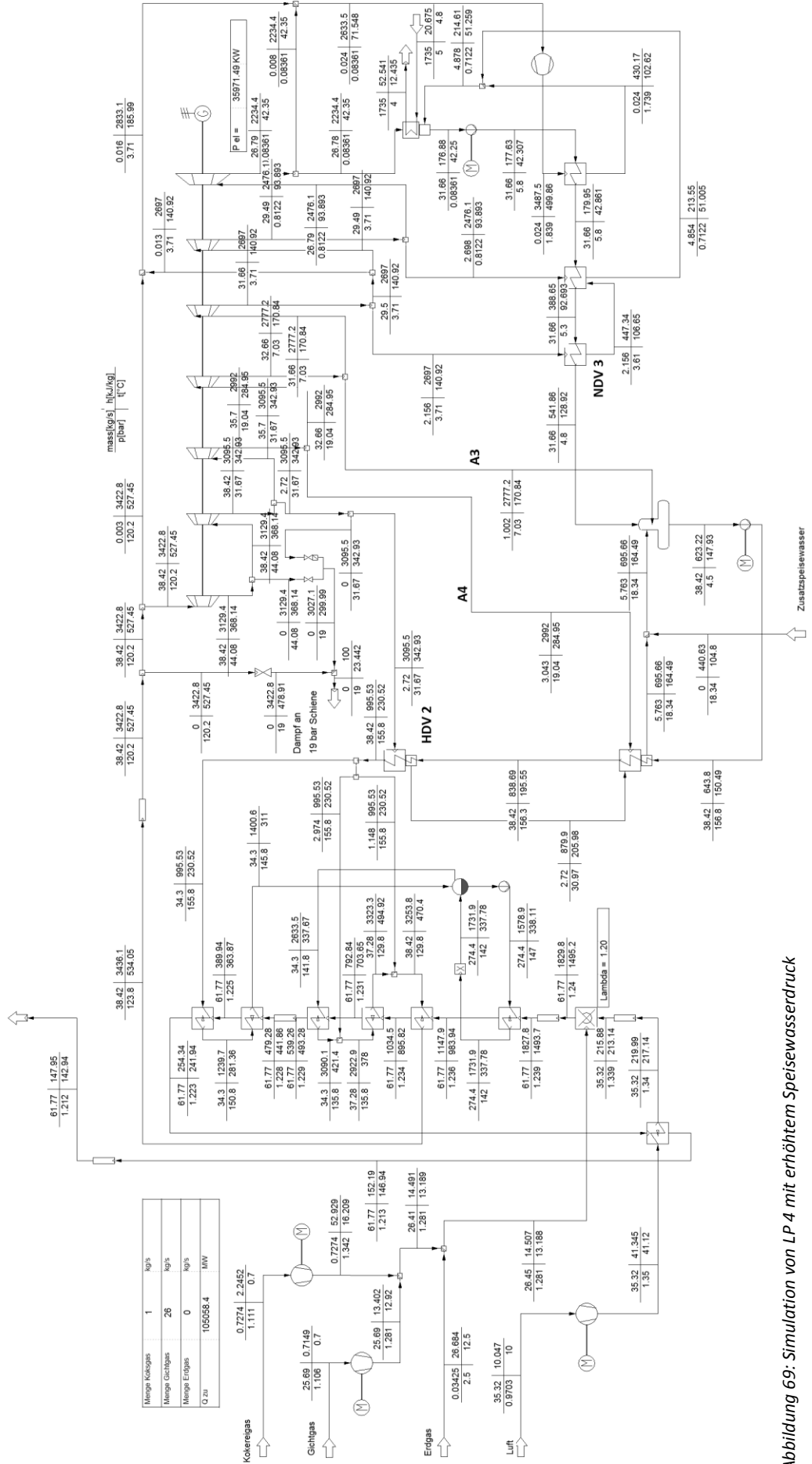


Abbildung 69: Simulation von LP 4 mit erhöhtem Speisewasserdruck

Nachdem eine direkte Leitung von der Prozessdampfanzapflutung zum Speisewasserbehälter schon existiert, wurde berechnet, wie eine Einleitung eines Teils des heißen Prozessdampfes in den Entgaser den Wirkungsgrad beeinflussen würde.

Tabelle 8: Ergebnisse Speisewasservorwärmung mit Prozessdampf

\dot{m}_{A3}	[kg/s]	0	0,1	0,3	0,5	0,7	1
\dot{m}_{FD}	[kg/s]	38,26	38,30	38,35	38,40	38,46	38,56
t_{SPW}	[°C]	134,38	137,19	139,87	142,99	146,51	152,23
p_{SPW}	[bar]	3,08	3,34	3,60	3,93	4,33	5,05
Temperatur nach HDV2	[°C]	221,42	224,02	226,50	229,40	232,66	237,96
\dot{m}_{A4}	[kg/s]	3,33	3,32	3,30	3,29	3,27	3,23
t_{RG}	[°C]	138,73	138,73	138,73	138,73	138,73	138,73
Generatorleistung	[MW]	32,90	32,51	32,09	31,61	31,04	30,08
Prozesswirkungsgrad	[%]	31,32	30,94	30,55	30,08	29,55	28,63
Blockwirkungsgrad	[%]	28,85	28,48	28,10	27,65	27,13	26,24

Es wurde dafür der Prozessdampfmassenstrom bis auf 1 kg/s erhöht. In Tabelle 8 sind die Ergebnisse der Berechnung aufgelistet. Man sieht, dass die Generatorleistung, der Prozess- sowie der Blockwirkungsgrad abnehmen (Abbildung 70). Durch die schon sehr frühzeitige Extraktion des Dampfes aus der Turbine kann die dadurch verbesserte Vorwärmung den Leistungsverlust nicht mehr ausgleichen. Dies ist also keine wirtschaftlich sinnvolle Alternative für die Anhebung der Speisewassertemperatur.

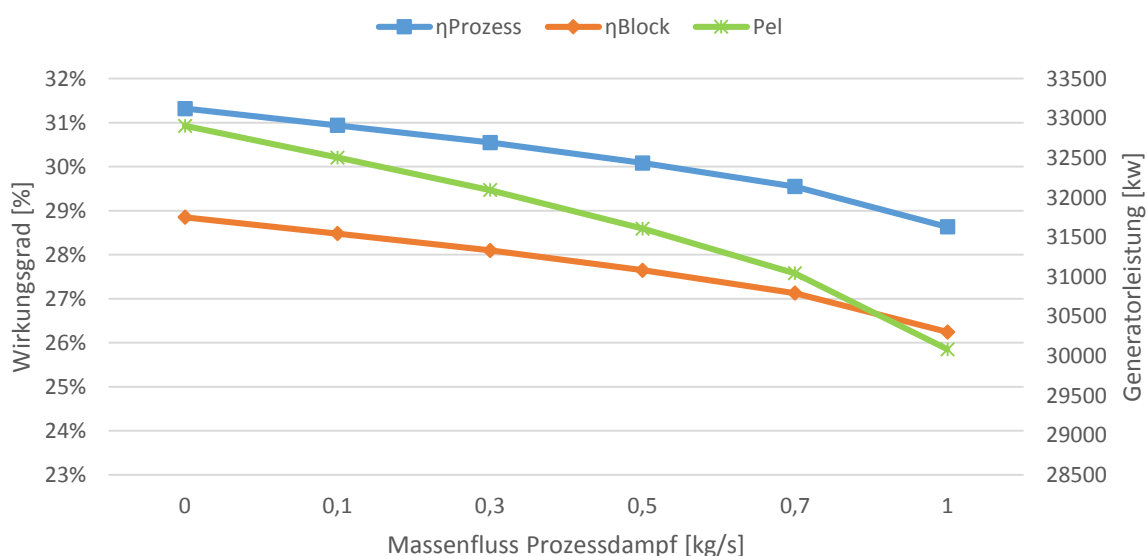


Abbildung 70: Veränderung Wirkungsgrad bei Einleitung des 19 bar Prozessdampfes in den Entgaser

11.5 Kondensatordruck

Durch den in Kapitel 8 durchgeführten Vergleich des Istzustandes mit dem Abnahmestand wurde festgestellt, dass der Kondensatordruck über dem Auslegungswert liegt. Um dies zu verbessern wurde der htc_area Wert (Wärmedurchgangskoeffizient multipliziert mit der Übertragungsfläche) des Kondensators sukzessive erhöht und der dazu korrespondierende Wirkungsgrades ermittelt. Dafür wurde der htc_area Wert von seiner Ausgangsgröße bis zu einem Verhältnis htc_area/htc_area_0 von 1,12 variiert. Es war keine weitere Erhöhung des Verhältnisses möglich, da sonst der Druck in der

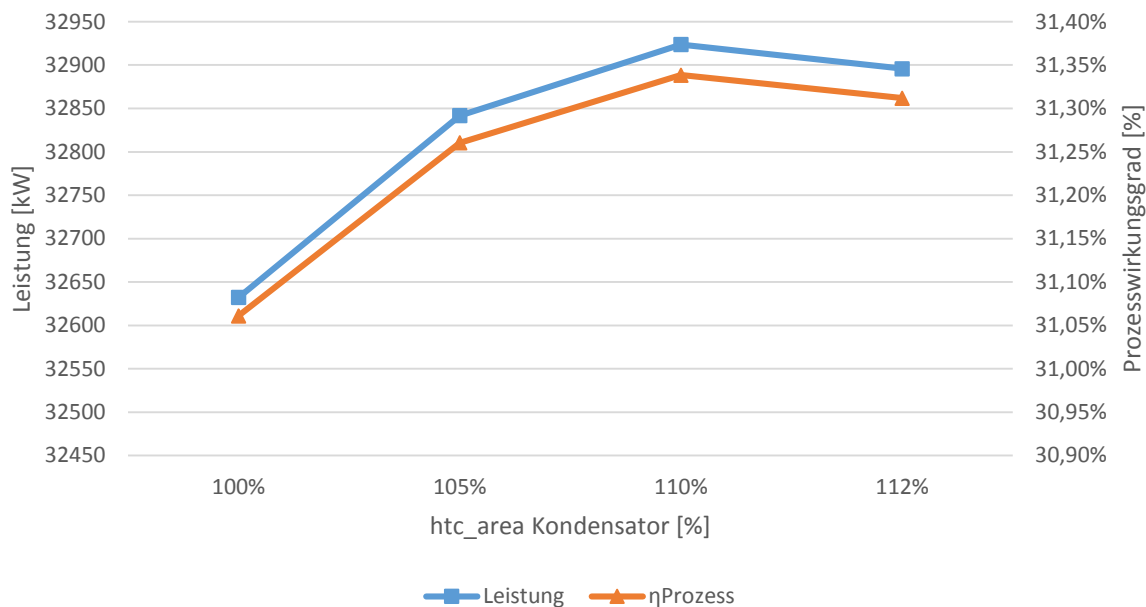


Abbildung 71: Wirkungsgradänderung bei Veränderung des htc_area Wertes [kW/K] des Kondensators

letzten Anzapfung der Niederdruckturbine unter den Kondensatordruck gefallen wäre.

Wie man in Abbildung 71 sieht, steigt der Prozesswirkungsgrad und die gewonnene Leistung bis zu einem Wert von 110%. Die nachfolgende Verschlechterung ist auf die sich vergrößernden Anzapfmassenströme zur Versorgung der Niederdruckvorwärmer zurückzuführen, die für die Erwärmung des stetig kälter werdenden Fluides aus dem Kondensator benötigt werden. Der Blockwirkungsgrad ist nicht angeführt, da der Dampferzeugerwirkungsgrad sich bei dieser Variantenstudie nicht verändert hat.

Eine Erneuerung der Rohre mit einem höheren Wärmeübergangskoeffizienten würde sich also bis zu einem Verhältnis von 110% positiv auswirken und wäre eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung.

12 Wirtschaftlichkeitsrechnung

Basierend auf den Prozessdaten des Jahres 2013 wurden drei Lastmodelle abgeleitet, die jeweils einen Teilbereich des Jahres repräsentieren. In der folgenden Tabelle sind diese drei Bereiche definiert.

Tabelle 9: Lastmodelle der Wirtschaftlichkeitsrechnung

		Sommer	Winter	Übergang
Ø-Frischdampfmenge	[t/h]	27,46	30,48	24,13
Ø-Wirkleistung	[kW]	24308,72	22491,24	18887,88
Ø-Prozessdampf	[t/h]	3,36	10,43	6,25
Betriebszeit	[h]	2032	2489	2529
Erzeugte Energie	[MWh]	49395,32	55980,70	47767,46
Summe erzeugte Energie	[MWh]	153143,49		

Die Monate Juni bis August repräsentieren den Sommerbetrieb, der Winter umfasst die Zeit von November bis Februar. Die restlichen Monate wurden als Übergangszeit zusammengefasst. Für die Mittelung der Frischdampfmenge, der Wirkleistung und des Prozessdampfes über die einzelnen Bereiche wurden die Stillstandzeiten nicht berücksichtigt.

Die Lastmodelle wurden danach in IPSEpro mit den obig festgelegten Parametern nachsimuliert und galten als Basis für die folgende Wirtschaftlichkeitsrechnung. In dieser wurden die Auswirkungen der angedachten Verbesserungen durchgerechnet.

In der folgenden Abbildung sind die drei Lastbereiche im Jahresdauerliniendiagramm markiert. Der Sommerbereich ist gelb eingefärbt, der Winter blau und die Übergangszeit grün.

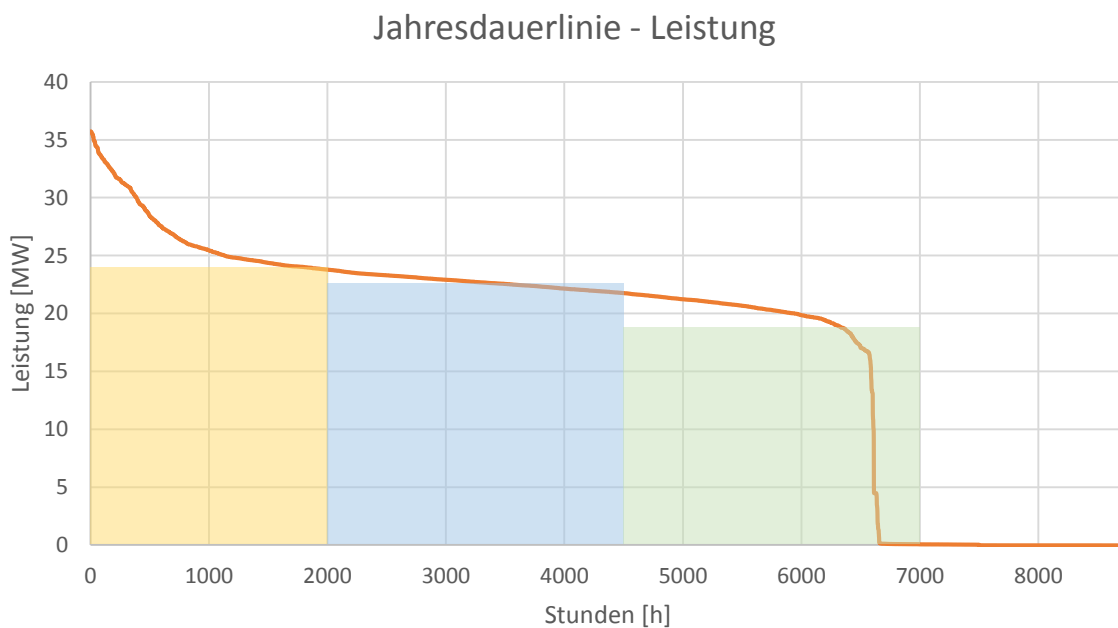


Abbildung 72: Jahresdauerlinie 2013 mit Bereichsmodelle

Beim Vergleich der jährlich erzeugten Energie der drei Lastmodelle (153135,19 MWh) mit der erzeugten Energie des Jahres 2013 (153183,3 MWh) fällt kein zu großer Unterschied auf und der Betrieb kann also relativ gut durch diese drei Modelle angenähert werden.

Es wurde nun ein Vergleich angestellt, inwiefern sich neue Rohre im Kondensator und eine Versorgung des Dampfklus durch die Anzapfung A2 auf die Energieproduktion eines Jahres auswirkt. Es wurden dazu die soeben definierten drei Teilsysteme verwendet und entsprechend adaptiert.

Tabelle 10: Ergebnisse Wirtschaftlichkeitsrechnung

	Summe	Differenz MWh pro Jahr
	[MWh]	[MWh]
Kondensator	153390,15	254,96
Anzapfung	153269,20	134,01
Normal	153135,19	

Aus der obigen Tabelle kann man erkennen, dass durch den Einsatz neuer Kondensatorrohre 254,96 MWh pro Jahr mehr erzeugt werden könnten. Mit der Versorgung des Dampfklus durch den niederenergetischeren Strom aus A2 würden jährlich 134,01 MWh mehr generiert werden.

13 Zusammenfassung und Diskussion

Das Ziel dieser Arbeit war die Simulation von Voll- und Teillastpunkten des Dampfkraftwerkblocks 03 des voestalpine Kraftwerks in Linz. Basierend auf diesen sollten Verbesserungspotentiale identifiziert und durchgerechnet werden. Dabei war die größte Herausforderung der Arbeit das Finden der charakteristischen Parameter im IPSEpro-Modell, um eine stabile Berechnung zu ermöglichen, die auch Veränderungen des Modells erlaubt.

Nach der Validierung des Modelles mit den Messdaten der Versuchsfahrt wurde der Istzustand des Kraftwerks mit dem Abnahmestand verglichen. Die wichtigsten Unterschiede betrafen die Speisewassertemperatur, das Druckniveau der Niederdruckvorwärmer, den Massenfluss der Anzapfungen A3 und A4, sowie den Kondensatordruck.

Der zu hohe Kondensatordruck könnte durch eine Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit der Rohre des Kondensators positiv beeinflusst werden. Der maximale Prozesswirkungsgrad wird dabei bei einer Erhöhung auf 110% der ursprünglichen Leitfähigkeit erreicht, danach sinkt das Druckniveau in der letzten Anzapfung unter den Kondensatordruck.

Aus der Differenz der anderen Parameter konnte ein Verbesserungspotential gefunden werden, da diese auf eine zu geringe Erwärmung im Entgaser hinweisen. Erhöht man den Druck der Niederdruckvorwärmer, wird nicht nur die Vorwärmung verbessert, sondern es wird auch mehr Leistung generiert, da der Massenstrom der Anzapfung A4 geringer wird. Bei der Berechnung der Auswirkungen ergab sich ein Maximum bei einem Druck nach dem NDV 3 zwischen 3,87 und 4,13, höhere Drücke führen bei gleich gehaltener Brennstoffmenge zu hohen Abgasverlusten und somit zu einer Abnahme des Blockwirkungsgrades. Weiters würden dadurch auch die momentanen sehr hohen Exergieverluste des ersten Hochdruckvorwärmers reduziert werden, da dieser in seiner Vorwärmfunktion durch den Entgaser unterstützt würde. Sollte die Brennstoffmenge reduziert werden, könnte durch eine noch bessere Vorwärmung der Wirkungsgrad weiter erhöht werden. Die angedachte Variante der Entgasererwärmung durch den Prozessdampf hat sich in der Simulation als wirkungsgradverschlechternd herausgestellt und sollte dementsprechend nicht realisiert werden.

Bei der Analyse der Wanderanzapfung wurden exergetisch positive und negative Einsatzbereiche definiert, die beim zukünftigen Betrieb berücksichtigt werden sollten, damit es nicht zu unnötiger Exergievernichtung kommt. Durch geschickte Prozessführung sollte vor allem der Übergangsbereich zwischen der hochenergetischen und der niederenergetischen Anzapfung vermieden werden, da dies mit den vorgelegten Daten relativ einfach zu bewerkstelligen ist.

Bei der Schaltung des Dampf-Luftvorwärmers als generellen Vorwärmer der Luft, ergab die Rechnung sinkende Wirkungsgrade und es sollte dieser weiterhin nur als Schutzmechanismus gegen Säureausfall

im Kamin genutzt werden. Im Moment wird dafür der Prozessdampf verwendet, im Sinne eines exergetisch besseren Wirkungsgrades wäre es sinnvoll, einen niederenergetischeren Dampfstrom zu verwenden. Es wurde dafür ein Szenario durchgerechnet, das einen Teil des Anzapfstroms A2 verwendet. Dies würde funktionieren, es müssten dafür aber neue Leitungen gelegt werden, da es im Moment noch keine Verbindung zwischen der Anzapfung und dem Dampfhubo gibt.

Wie die Variantenstudien gezeigt haben, ist die erstellte Simulation ein sehr nützliches Tool zur Abschätzung von Schwachstellen und bei der Findung von Verbesserungsmöglichkeiten.

14 Literaturverzeichnis

- [1] „voestalpine,“ [Online]. Available: <http://www.voestalpine.com/group/de/konzern/historie/>. [Zugriff am 14 03 2014].
- [2] „voestalpine,“ [Online]. Available: https://www.voestalpine.com/division_stahl/content/download/1148/10435/file/imagebroschure_i.pdf. [Zugriff am 15 03 2014].
- [3] TSS Strom, „Präsentation TSS Strom,“ voestalpine, 2013.
- [4] Eichelseder, H. et al, Thermodynamik Vorlesung, Graz: HTU Graz, 2014.
- [5] H. Effenberger, Dampferzeugung, Heidelberg: Springer-Verlag, 2000.
- [6] K. Strauß, Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [7] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [8] F. Brandt, Brennstoffe und Verbrennungsrechnung, Essen: Vulkan, 2001.
- [9] U. Müller, E. Kitzmann und V. Schüle, „Regenerativer Luftvorwärmer mit Bürstendichtung“. Patent EP 2044379 B1, 21 Dezember 2011.
- [10] K. Menny, Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen, Heidelberg: Vieweg+Teubner , 2011.
- [11] R. e. a. Zahoransky, Energietechnik, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [12] O. Singh, Applied Thermodynamics, Delhi: New Age International (P) Ltd. , 2006.
- [13] W. Aeschbach-Hertig, „<http://www.iup.uni-heidelberg.de>,“ [Online]. Available: http://www.iup.uni-heidelberg.de/institut/studium/lehre/AquaPhys/docMVEEnv3_12/AqSysSkript_Kap6.pdf. [Zugriff am 25 03 2014].
- [14] F. Dietzel, Dampfturbinen, München/ Wien: Carl Hanser Verlag, 1980.
- [15] „www.process-simulation.at,“ [Online]. Available: <http://www.process-simulation.at/?q=node/171>. [Zugriff am 26 03 2014].
- [16] C. Ziegler, Kondensationsanlagen, Heidelberg: Springer-Verlag, 1972.
- [17] K. Jürgen, Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt, München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2012.
- [18] H. Jericha, Thermische Turbomaschinen, Graz: Skriptenreferat TU Graz GmbH, 1994.
- [19] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen - Zweiter Band, Heidelberg: Springer-Verlag, 2001.
- [20] A. J. Schwab, Elektroenergiesysteme - Erzeugung, Transport, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.

- [21] M. Klemm, „TU Dresden,“ [Online]. Available: http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/iet/kwt/lehre/stubi/BetriebInst5.pdf. [Zugriff am 31 03 2014].
- [22] ENGSOFT Lab, „ENGSOFT Lab,“ [Online]. Available: http://www.engsoft.co.kr/Prof_BELe/ST_Edu_Material/S05_Turbine%20Losses.pdf. [Zugriff am 03 04 2014].
- [23] Trieb, F. et al, „SOKRATES-Projekt - Solarthermische Kraftwerkstechnologie für den Schutz des Erdklimas,“ DLR & Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme & PSE, Freiburg - Stuttgart, 2004.
- [24] K. Schröder, Große Dampfkraftwerke - Planung, Ausführung und Bau, Dritter Band - Teil A, Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag, 1966.
- [25] Recknagel, Sprenger und Schramek, Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, München: Oldenbourg Industrieverlag, 2007.
- [26] „voestalpine,“ [Online]. Available: <http://www.voestalpine.com/group/static/sites/default/downloads/de/konzern/2012-broschuere-ld-Verfahren.pdf>. [Zugriff am 15 03 2014].
- [27] „wikipedia,“ [Online]. Available: en.wikipedia.org. [Zugriff am 19 03 2014].
- [28] „www.spiraxsarco.com,“ [Online]. Available: <http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/control-hardware-el-pn-actuation/control-valve-sizing-for-steam-systems.asp>. [Zugriff am 29 03 2014].
- [29] „TU München,“ [Online]. Available: https://campus.tum.de/tumonline/LV_TX.wbDisplayTerminDoc?pTerminDocNr=3053.. [Zugriff am 01 04 2014].
- [30] Spencer, Cotton, Cannon, „A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators.....: 16,500 kw and Larger,“ in *Winter Annual Meeting of the Power Division of the American Society of Mechanical Engineers*, New York, 1974.

15 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Hochofenanlage VÖEST [26]	3
Abbildung 2: Verbrauch und Erzeugung elektrischer Energie [3]	5
Abbildung 3: Kraftwerkskomplex der voestalpine Stahl [3]	5
Abbildung 4: Kesselhaus Block 03 [3]	6
Abbildung 5: Dampfkraftanlage (schematische Darstellung) [4]	7
Abbildung 6: Naturumlaufdampfzeuger [6]	8
Abbildung 7: Ljungström Luftvorwärmer [9]	9
Abbildung 8: TQ- Diagramm eines HD-Vorwärmers [11]	10
Abbildung 9: Entgaser [27]	11
Abbildung 10: Vereinfachter polytroper Entspannungsverlauf in der Turbine im h, s-Diagramm [11]	12
Abbildung 11: h,s Diagramm eines Kondensators [14]	13
Abbildung 12: Jahreslastgang 2013 Block 03	14
Abbildung 13: Jahresdauerlinie 2013 der Generatorwirkleistung	15
Abbildung 14: Jahresdauerlinie 2013 der erzeugten Frischdampfmenge und des entnommenen 19 bar Dampfes	15
Abbildung 15: Frischdampf- bzw. Prozessdampfmengen	16
Abbildung 16: Brennstoffmengen Versuchsfahrt	17
Abbildung 17: Übersicht IPSEpro Modell Block 03	19
Abbildung 18: "composition" Fenster zur Definierung der Stoffzusammensetzung	21
Abbildung 19: Dampfzeuger der Simulation	22
Abbildung 20: Umlaufzahl U bei Naturumlauf-Dampfzeuger [5]	23
Abbildung 21: HD- und ND-Turbine der Simulation	23
Abbildung 22: Mechanischer Wirkungsgrad η_m und Kupplungswirkungsgrad η_K als Funktionen der Kupplungsleistung [10]	25
Abbildung 23: Simulation mit den Auslegungsparametern	27
Abbildung 24: Theoretisch erreichbarer Kondensatordruck in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur und Kühlwasserverhältnis [16]	28
Abbildung 25: Verlauf Massenstrom durch Düse bei Gegendruckabsenkung [28]	30
Abbildung 26: Dampfkegel [10]	32
Abbildung 27: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei Drosselregelung [6]	33
Abbildung 28: Düsengruppenregelung [20]	34
Abbildung 29: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei dem Düsengruppenverfahren [10]	34
Abbildung 30: Änderung der Frischdampfzustände an einer Gegendruckturbine bei Festdruck- Regelung [17]	35
Abbildung 31: Übergangsfunktion der Turbinenleistung für einen Festdruck- und einen Gleitdruckblock [21]	36
Abbildung 32: Auswirkung der Laständerung im h,s Diagramm bei Gleitdruckregelung [6]	36
Abbildung 33: Wirkungsgradabnahme bei unterschiedlichen Teillastbetriebsarten [20]	36
Abbildung 34: Austrittsverlust h,s Diagramm [22]	38
Abbildung 35: Geschwindigkeitsdreieck einer ND-Turbinen-Endstufe (LL...Leaving Loss, (kinetischer Austrittsverlust; LSB...Last Stage Blade, Endstufenschaufel) [22]	39
Abbildung 36: Abdampfstutzen [19]	39
Abbildung 37: Rückstromverlust [22]	40
Abbildung 38: Wassereinspritzung im Abdampfstutzen [22]	40
Abbildung 39: Typischer Kurvenverlauf des Austrittsverlustes [22]	41
Abbildung 40: Wirkungsgrad η_u für 1-,2-, 3-kränzig beschaufelte Gleichdruckräder [14]	42
Abbildung 41: Verlauf von η_u über u/c_0 für Überdruckstufen mit $r = 0,5$ [14]	43

Abbildung 42: Umfangswirkungsgrad über der Laufzahl für Gleich- und Überdruckstufen [18]	43
Abbildung 43: Verlauf des elektrischen Wirkungsgrades bei Teillast	45
Abbildung 44: Änderung der Grädigkeit von Wärmetauschern bei abweichenden Wärmeleistungen [24]	45
Abbildung 45: Verhalten des Wärmetauschers NDV 3 bei Teillast	47
Abbildung 46: Teillastverhalten der Niederdruckvorwärmer 1 und 2	47
Abbildung 47: Teillastverhalten der Hochdruckvorwärmer 1 und 2	48
Abbildung 48: Isentroper Wirkungsgrad der Teilturbine 3	48
Abbildung 49: Isentroper Wirkungsgrad der Teilturbinen 1 und 2	49
Abbildung 50: Carnotprozess [4]	52
Abbildung 51: Exergie – Anergie Flussbild [4]	52
Abbildung 52: Exergieanalyse.....	54
Abbildung 53: Dampflluvo.....	55
Abbildung 54: Veränderung des Prozesswirkungsgrades bei Dampflluvoetrieb	56
Abbildung 55: Veränderung des Dampferzeugerwirkungsgrades bei Dampflluvoetrieb	56
Abbildung 56: Veränderung des Blockwirkungsgrades bei Dampflluvoetrieb	57
Abbildung 57: Exergieverlust des Dampflluvo.....	57
Abbildung 58: Prozessschaubild mit Dampflluvo	58
Abbildung 59: Vergleich des Exergieverlustes des Dampflluvo bei Dampfentnahme aus Anzapfung A2 und 19-bar Prozessdampfverwendung	59
Abbildung 60: Veränderung des Blockwirkungsgrades bei Betrieb des Dampflluvo aus Anzapfung A2 oder mit Prozessdampf	59
Abbildung 61: Wanderanzapfung.....	61
Abbildung 62: Regelventilstellung Wanderanzapfung	61
Abbildung 63: Wanderanzapfung (Punkt 6 & 7)	62
Abbildung 64: Anzapfbereiche	63
Abbildung 65: Wirkungsgradverlauf.....	63
Abbildung 66: Veränderung Prozesswirkungsgrad bei Variation Druck Niederdruckvorwärmer	65
Abbildung 67: Veränderung Blockwirkungsgrad bei Variation Druck Niederdruckvorwärmer	65
Abbildung 68: Simulation von LP 4.....	66
Abbildung 69: Simulation von LP 4 mit erhöhtem Speisewasserdruck.....	67
Abbildung 70: Veränderung Wirkungsgrad bei Einleitung des 19 bar Prozessdampfes in den Entgaser	68
Abbildung 71: Wirkungsgradänderung bei Veränderung des htc_area Wertes [kW/K] des Kondensators.....	69
Abbildung 72: Jahresdauerlinie 2013 mit Bereichsmoelle.....	70

16 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Lastpunkte	16
Tabelle 2: Zusammensetzung Gicht- und Koksgas	20
Tabelle 3: Zusammensetzung Erdgas	20
Tabelle 4: Vergleich Realität und Simulation	26
Tabelle 5: Ergebnisse der Teillastsimulation (LP1-LP5)	46
Tabelle 6: Ergebnisse der Teillastsimulation (LP6-LP10)	46
Tabelle 7: Ergebnisse Speisewasservorwärmung bei Änderung Druck NDV	64
Tabelle 8: Ergebnisse Speisewasservorwärmung mit Prozessdampf.....	68
Tabelle 9: Lastmodelle der Wirtschaftlichkeitsrechnung	70
Tabelle 10: Ergebnisse Wirtschaftlichkeitsrechnung	71

17 Anhang

17.1 A | Messergebnisse Volllast

Area	LUVO						
Tag name	03HLA30CT001	03HLA40CT901	03HSA50CT001	03HSA40CT001	03HSA40CP901	03HLA60FF001	03HLA50FF001
Engineering unit	°C	°C	°C	°C	barü	Nm3/h	Nm3/h
9:10:00	41,16225815	210,4866638	138,7350616	233,9302521	19,24172974	54777,39453	50956,82031
9:11:00	41,14229965	210,3592834	138,516037	234,0323181	18,71027756	54225,71484	51007,52344
9:13:00	41,10238647	210,1045227	137,9970856	234,2364349	18,25203514	54476,26172	51165,875
MITTEL	41,13564809	210,3168233	138,4160614	234,066335	18,73468081	54493,1237	51043,40625

ECO	Kamin			Ueberhitzer			
03HNA10CT001	03HSA20CT901	03HSA30CT901	03HSA50CP002	03HSA50CT002	03HAH15CT001	03HAH15CT002	03HAH25CT001
°C	°C	°C	barü	°C	°C	°C	°C
426,8935547	369,1565552	367,6893311	973,4489746	134,4175415	422,6742249	376,095459	495,4915771
426,9918518	369,0007629	367,8296509	973,4647827	134,2269745	422,4820862	377,8552856	493,657074
426,8409729	368,6892395	368,110321	973,49646	133,8458405	421,96521	378,393158	494,0511475
426,9087931	368,9488525	367,8764343	973,4700724	134,1634521	422,3738403	377,4479675	494,3999329

Ueberhitzer					Frischdampf			HD Trommel
03HAH25CT002	03HAH40CT002	03LAE30FF001	03LAE20FF001	03LBA10CP001	03LBA10FF001	03LBA10CT001	03HAD10CP001	
°C	°C	t/h	t/h	barü	t/h	°C	barü	
469,5552063	535,2114258	4,992606163	11,01175499	122,7744446	137,5563507	534,9528198	140,5093384	
469,4649048	534,4385986	4,495414257	10,49785709	122,7744446	137,8527222	534,328125	140,5556641	
471,8211365	533,4060059	4,465199947	10,28003883	122,7744446	137,168808	533,3803711	140,6483154	
470,2804159	534,3520101	4,651073456	10,59655031	122,7744446	137,5259603	534,2204386	140,571106	

HD Trommel		Speisewasser					
03HAD10CT001	03HAD10CT002	03HAC20CT001	03LCA20CF001	03HAD10CP001	03HAD10CT001	03HAD10CT002	03LAA01CP001
°C	°C	°C	t/h	barü	°C	°C	barü
336,6638794	335,5836487	312,8104248	118,4385223	140,5093384	336,6638794	335,5836487	1,784587026
336,7062683	335,6419067	312,6011353	120,3356094	140,5556641	336,7062683	335,6419067	1,790477633
336,7911072	335,7584534	314,6027527	124,1981964	140,6483154	336,7911072	335,7584534	1,802258968
336,7204183	335,6613363	313,3381042	120,9907761	140,571106	336,7204183	335,6613363	1,792441209

Speisewasser				HD Vorwärmer			
03LAA01CT001	03LBS30CP001	03LBS30FF001	03GDK10CF001	03LAB20CT001	03LAB20CP001	03LAB20CT002	03LAB30FF001
°C	barü	t/h	t/h	°C	barü	°C	t/h
129,7695313	6,800252914	0	8,717194557	131,060379	156,4698029	220,9188995	123,8402786
129,8387299	6,896184921	0	8,734904289	131,0870209	156,262207	220,8579559	115,2068863
129,9771423	6,865215302	0	10,38745022	131,1403198	152,8246307	221,978653	121,9858627
129,8618011	6,853884379	0	9,279849688	131,0959066	155,1855469	221,2518361	120,3443425

Einspritzung		Volumenstrom					
03LAE20FF001	03LAE30FF001	03HHH40FF001	03HHH30FF001	03HHK40FF001	03HHK30FF001	03HHJ40FF001	03HHJ30FF001
t/h	t/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h
11,01175499	4,992606163	2615,59375	2738,939941	90,2798233	76,07850647	35955,62891	35369,07813
10,49785709	4,495414257	2748,787842	2925,919189	90,34970093	76,13739014	34715,64844	35605,69141
10,28003883	4,465199947	2859,029053	3238,458252	90,48946381	76,25517273	33623,43359	34735,08984
10,59655031	4,651073456	2741,136882	2967,772461	90,37299601	76,15702311	34764,90365	35236,61979

Generator		19 bar Dampf				Turbine HD	
03MKA01CE069	03LBG40FF001	03LBQ55FF001	03LBG45CT001	03HLA20CT001	03LBG40CP001	03MAA10CP001	03MAA10CT010
MW	t/h	t/h	°C	°C	barü	barü	°C
35,87902069	0	1,986373067	209,2043915	39,55233383	2,25671196	118,9377136	527,3718262
35,22703171	0	1,98359406	209,202774	39,52290726	2,260157108	118,9547882	527,3973389
35,51499176	0	2,081101418	209,1995392	39,46405792	2,267047644	118,9889374	527,4483643
35,54034805	0	2,017022848	209,2022349	39,51309967	2,261305571	118,9604797	527,4058431

A6			A5			A4	
03LBQ60CT001	03LBQ60FP901	03LBQ60AA101	03LBQ50CT001	03LBQ50FP901	03LBQ50AA101	03LBQ40CT001	03LBQ40CP001
°C	barü	%	°C	barü	%	°C	barü
373,5949707	45,47478867	0,443621784	333,7741089	25,52468491	0,78122884	266,8369446	13,00507927
373,9591675	45,48422241	0,444042474	333,9947815	25,80565262	0,78122884	267,4203796	13,43604755
374,6875916	45,54120636	0,444883823	334,0476379	25,8447094	0,78122884	269,2648621	13,32439613
374,0805766	45,50007248	0,444182694	333,9388428	25,72501564	0,78122884	267,8407288	13,25517432

A3		A2		A1		19 bar Schiene	
03MAA10CP004	03MAA10CT002	03LBS20CT001	03LBS20CP001	03LBS10CT001	03LBS10CP001	03LBQ55CP001	03LBQ55CT001
barü	°C	°C	barü	°C	barü	barü	°C
6,581081867	191,317337	142,8873901	2,369276524	92,34207153	-0,216922238	18,08830261	210,7870941
6,660148621	191,4897919	143,0032349	2,404697895	92,33136749	-0,209345713	18,0784874	210,7870941
6,638912201	191,6325684	143,2349396	2,359204292	92,30997467	-0,212497935	18,06824493	210,7870941
6,62671423	191,4798991	143,0418549	2,377726237	92,32780457	-0,212921962	18,07834498	210,7870941

Kondensator		Temp Edukte		Temp Kühlwasser		Vorwärmer	
03MAC10CT001	03MAC20CP001	03HHJ20CT001	03HHH20CT001	03PAB10CT001	03LCA20CT001	03LCA20CT002	03LCA20CT003
°C	barü	°C	°C	°C	°C	°C	°C
42,57243729	-0,915276647	12,15707684	11,59493732	11,0066452	41,31671524	90,94195557	131,1872711
42,56785965	-0,915427268	12,14367008	11,46944714	11,0066452	41,27668381	91,0356369	131,3887634
42,55870438	-0,915728569	12,11685848	11,21846676	11,0066452	41,31724548	91,13319397	131,6520081
42,56633377	-0,915477494	12,1392018	11,42761707	11,0066452	41,30354818	91,03692881	131,4093475

Vorwärmer	
03LAB20CT001	03LAB20CT001
°C	°C
131,060379	187,7953644
131,0870209	188,0940552
131,1403198	189,5681
131,0959066	188,4858398

17.2 A II Messergebnisse und Simulationen Teillast

LP	Area	LUVU						
	Tag name	03HLA3OCT001	03HLA4OCT901	03HSA5OCT001	03HSA4OCT001	03HSA4OCP901	03HLA6OFF001	03HLA5OFF001
	unit	°C	°C	°C	°C	barü	Nm3/h	Nm3/h
1	07:45:00	40,23216248	194,5102234	123,8140488	213,0114899	8,822949409	35756,20313	32510,72656
2	07:15:00	63,97042847	185,2107544	128,7273407	203,9250488	13,38343811	43253,85938	39142,96094
3	08:30:00	43,99271774	200,2882996	131,0687866	223,3647461	16,01072121	47210,28516	43760,62891
4	09:18:00	41,00260162	209,4676361	136,6997223	234,4786835	18,13663673	52811,56641	53771,33594
5	10:40:00	19,16506767	195,6607819	108,0158234	228,4365234	14,79397678	55316,01563	54197,42188
6	10:51:00	33,69301987	196,1768188	116,2186203	225,8841095	15,51064491	55655,70703	53117,32422
7	11:12:00	39,83358765	192,3975525	118,5906525	218,8650055	15,36099529	55959,82813	53170,28516
8	11:18:00	40,08632278	190,841217	118,2714081	217,2514496	14,74877834	55368,53516	54341,79297
9	11:23:00	40,23306656	188,5568542	117,4436111	213,4585724	15,20375443	55031,83594	54405,75781
10	11:30:00	40,2868576	183,50914	115,2740021	207,0596161	14,78148842	55383,73828	53518,77734

LP	ECO			Kamin		Ueberhitzer		
	03HNA1OCT001	03HSA2OCT901	03HSA3OCT901	03HSA5OCP002	03HSA5OCT002	03HAH15CT001	03HAH15CT002	03HAH25CT001
	°C	°C	°C	barü	°C	°C	°C	°C
1	391,6809692	336,6620789	338,71521	972,6591797	120,1841202	431,0700378	370,5826111	498,254425
2	412,1384277	350,9622498	350,4311218	972,3078003	126,1092148	434,1387024	372,0106201	497,9034729
3	413,3927307	355,8870544	352,844696	973,2808838	127,9473724	428,2309875	373,6044617	492,3711243
4	425,8691101	367,7578125	367,1482849	973,5755615	132,4122162	422,4072876	377,7776489	495,5394287
5	419,0946045	359,1168213	357,2662659	974,9544678	105,0644913	420,1116028	377,6759644	495,7679443
6	418,9710388	358,8228149	357,6221008	975,0054932	113,5802612	421,2715759	377,4154358	495,6788025
7	419,2970581	357,9665222	357,5346069	975,0892944	115,5619125	423,2904053	376,3807068	495,5143127
8	418,6175232	357,4243469	356,5516357	975,0422363	114,4317245	421,9577942	376,0657959	495,4321289
9	418,051239	356,9145813	355,7324829	974,9924927	113,4898987	423,6653137	376,2790527	495,9934692
10	417,5892029	356,0718384	354,644104	974,9227905	111,0676498	425,5690613	374,4414673	496,832489

LP					Frischdampf			HD Trommel
	03HAH25CT002	03HAH40CT002	03LAE30FF001	03LAE20FF001	03LBA10CP001	03LBA10FF001	03LBA10CT001	03HAD10CP001
	°C	°C	t/h	t/h	barü	t/h	°C	barü
1	460,9613342	533,8735962	3,344382763	6,726262569	121,3500061	78,69325256	535,2422485	127,9036942
2	463,3554688	533,5787964	4,218216419	9,016122818	121,6792374	101,5158997	534,6115723	132,2837982
3	468,2944031	532,9970703	3,779605389	10,07385731	122,1332245	117,257309	533,107605	135,8556213
4	471,4421997	534,3133545	4,477850437	9,938833237	122,7744446	133,6183929	534,1809692	140,2741699
5	466,9893188	533,6660767	5,031251907	9,459827423	122,6452179	131,2811127	533,3188477	139,3831024
6	466,4095764	533,6660767	4,818376064	9,143676758	122,5392075	131,2619476	533,3188477	139,0412445
7	465,4496155	534,1112061	4,967159271	9,619193077	122,4040833	129,6505432	533,8739624	138,805481
8	465,8906555	533,8527832	4,77346468	9,182246208	122,4040833	127,5133667	533,0444946	138,6963043
9	465,7629395	534,0187988	4,810201168	9,445108414	122,4040833	129,4100494	533,805603	138,3931732
10	464,8485107	534,0932007	5,005284309	9,898368835	122,4277878	127,1119766	534,1361694	137,8150024

LP				Speisewasser				
	03HAD10CT001	03HAD10CT002	03HAC20CT001	03LCA20CF001	03HAD10CP001	03HAD10CT001	03HAD10CT002	03LAA01CP001
	°C	°C	°C	t/h	barü	°C	°C	barü
1	330,9247437	330,2750549	303,0039063	65,2090683	127,9036942	330,9247437	330,2750549	1,232928157
2	332,199646	331,6593933	306,2495728	95,9207077	132,2837982	332,199646	331,6593933	1,298247099
3	334,2181091	332,5136414	312,027771	97,96750641	135,8556213	334,2181091	332,5136414	1,464964867
4	337,0031433	336,0497742	310,7643127	122,560257	140,2741699	337,0031433	336,0497742	1,820783734
5	336,6417542	335,4756775	309,8396606	101,6825027	139,3831024	336,6417542	335,4756775	1,793423414
6	336,4916687	335,7454529	310,9234924	98,49558258	139,0412445	336,4916687	335,7454529	1,701125979
7	336,184967	335,5233154	311,8675842	84,03524017	138,805481	336,184967	335,5233154	1,38724339
8	335,9720459	335,5233154	309,6658936	79,93791199	138,6963043	335,9720459	335,5233154	1,263629198
9	335,7946167	335,4446106	308,9624634	66,84323883	138,3931732	335,7946167	335,4446106	1,146959186
10	335,6075439	335,1516724	309,0153809	62,03953934	137,8150024	335,6075439	335,1516724	1,140937686

LP					HD Vorwärmer			
	03LAA01CT001	03LBS30CP001	03LBS30FF001	03GDK10CF001	03LAB20CT001	03LAB20CP001	03LAB20CT002	03LAB30FF001
	°C	barü	t/h	t/h	°C	barü	°C	t/h
1	124,5436096	4,034588337	0	0	126,4169006	141,1737976	197,72966	70,03530884
2	123,1505432	5,011351585	0	27,55264473	124,3762589	145,0292053	205,942276	74,57188416
3	125,2528534	5,88299799	0	0	126,8186951	148,1963806	213,9432526	91,82474518
4	130,3231812	6,680458546	0	11,9869709	131,2735748	153,341629	220,5605927	120,985405
5	131,4130707	6,041849613	0	0,526544631	132,6007996	154,0772552	215,2491302	111,8265533
6	130,9480438	5,588860989	0	11,88340855	132,0401459	153,52948	210,1070709	113,0715942
7	125,8167267	4,743672848	0	48,08081818	127,8759155	152,2784576	204,0115814	111,8438568
8	124,1332474	4,509943962	0	44,34544373	126,063797	152,9855652	197,5290375	112,9312515
9	122,9665909	4,200618744	0	42,31116486	124,8298187	152,5566101	191,2211456	112,9176254
10	122,1517639	3,791875839	0	48,00712204	123,7606049	151,3275146	182,2372894	107,4347229

LP	Einspritzung		Volumenstrom					
	03LAE20FF001	03LAE30FF001	03HHH40FF001	03HHH30FF001	03HHK40FF001	03HHK30FF001	03HHJ40FF001	03HHJ30FF001
	t/h	t/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h	Nm3/h
1	6,726262569	3,344382763	1459,616943	1517,883179	84,33982849	71,07289124	23593,54883	23663,87891
2	9,016122818	4,218216419	1508,583008	1536,828125	82,24336243	69,30620575	31000,24805	31285,14258
3	10,07385731	3,779605389	1549,869141	1637,866943	87,48452759	73,72292328	35644,20703	35913,42188
4	9,938833237	4,477850437	3078,875244	3515,108398	90,83887482	76,54962158	31994,28906	34564,07031
5	9,459827423	5,031251907	1261,503662	1599,707031	1676,354004	1762,710205	22192,42969	23577,34961
6	9,143676758	4,818376064	1399,910278	1487,249512	1490,226563	1470,528687	23383,69922	26062,11133
7	9,619193077	4,967159271	1420,143677	1523,112915	1447,215332	1503,481079	23884,46484	25539,27344
8	9,182246208	4,77346468	1512,526367	1539,739624	1499,463867	1762,488281	23239,88281	23793,24609
9	9,445108414	4,810201168	1485,21521	1574,678223	1489,565063	1769,088867	23015,10352	24015,45703
10	9,898368835	5,005284309	1472,014893	1564,463501	1502,610229	1758,892456	23448,36328	24070,35938

LP	Generator	19 bar Dampf					Turbine HD	
	03MKA01CE069	03LBG40FF001	03LBQ55FF001	03LBG45CT001	03HLA20CT001	03LBG40CP001	03MAA10CP001	03MAA10CT010
	MW	t/h	t/h	°C	°C	barü	barü	°C
1	21,38871193	0,32183516	2,92786932	209,0006866	35,32481766	1,94893086	118,9386902	529,0016479
2	26,99618149	0,646817744	1,549316883	208,4662933	37,65275192	2,288856983	119,0228882	529,3688354
3	30,80175018	0	1,842439771	209,1202545	37,50538254	1,914828658	118,9869537	527,225769
4	34,68895721	0	2,020753145	209,191452	39,31693268	2,284273624	119,0445786	527,5759277
5	33,55540466	0	10,48066044	209,2422333	18,93414307	2,454277039	118,9319534	527,3585815
6	32,00682831	0	20,13272667	209,4612579	33,55170441	2,353392601	118,9319534	527,7952881
7	29,26125717	0	29,67079735	209,6458282	38,42811203	2,03327818	118,9725723	528,4578857
8	26,38425064	0	40,17894363	209,7266388	38,5391922	1,896772742	118,9446869	528,4578857
9	25,85842514	0	50,21480942	209,7418213	38,63175964	1,795787811	118,911438	528,5282593
10	22,85492134	0	59,22454834	209,6916656	38,74176788	1,791876197	118,8478928	528,6796265

LP	A6	A6 Druck	A6 RV	A5	A5 Druck	A5 RV	A4	
	03LBQ60CT001	03LBQ60FP901	03LBQ60AA101	03LBQ50CT001	03LBQ50FP901	03LBQ50AA101	03LBQ40CT001	03LBQ40CP001
	°C	barü	%	°C	barü	%	°C	barü
1	346,6740112	26,11377716	0,407863975	306,0209045	14,92030048	0,78122884	244,6657562	7,873867989
2	342,9452209	33,71191788	0,4050816	303,071167	19,1324501	0,78122884	244,8923187	10,20907593
3	355,8937988	38,89134598	0,426794589	318,4718323	22,08962822	0,78122884	255,3395081	11,75072765
4	376,5086365	44,56561661	0,446987212	333,8978577	25,14492607	0,78122884	267,6826477	12,90509129
5	382,5137634	42,60733032	0,459443063	322,1013184	22,54961586	16,95555878	255,7823486	11,79229259
6	380,5151367	41,39620972	0,444832295	311,0049438	20,30263901	28,15234756	246,5380402	10,52828884
7	370,4902649	33,43133926	15,72210503	298,1766663	18,06365585	98,79385376	234,9746399	9,030360222
8	352,1853027	27,92863846	24,50743675	290,9476624	15,54371357	98,76732635	224,8877258	7,523281574
9	338,3544922	24,17165947	36,19078827	279,8102417	13,42807674	98,74521637	213,9430847	6,368552208
10	317,4101257	19,87392807	99,39650726	261,2135925	11,00935078	98,71426392	198,5679169	5,133684635

LP	A3		A2		A1		19 bar Schiene	
	03MAA10CP004	03MAA10CT002	03LBS20CT001	03LBS20CP001	03LBS10CT001	03LBS10CP001	03LBQ55CP001	03LBQ55CT001
	barü	°C	°C	barü	°C	barü	barü	°C
1	3,609258652	174,243866	130,4018402	1,292501688	82,41121674	-0,462357134	17,76718521	237,6493988
2	4,788896561	163,2063599	126,7766876	1,647911906	84,96757507	-0,401270568	17,70702171	277,6898499
3	5,672945023	181,6309509	134,7088776	2,068039894	88,96822357	-0,284367889	17,97803307	212,7485962
4	6,4549613	191,2872009	143,4119263	2,280874014	91,80844879	-0,230346128	18,04497719	210,7870941
5	5,816645145	184,1137848	139,235733	2,104191303	89,80120087	-0,277805418	17,92671585	257,1449585
6	5,23572731	179,9423676	136,4903412	1,859374642	87,87636566	-0,337932557	18,15958214	274,9246826
7	4,535987377	169,0970306	128,9733887	1,627580643	85,17834473	-0,396698862	18,16416359	290,2496948
8	3,798805952	165,0343475	126,2679825	1,320345879	82,59297943	-0,46986714	18,22422981	290,5203247
9	3,246137619	157,7693787	122,7248154	1,120646	79,71213531	-0,518218219	18,33658409	289,9445496
10	2,590261698	146,5242004	118,09478	0,846889973	76,12476349	-0,586106539	18,38131714	288,4378052

LP	Kondensator		Temp Edukte		Temp Kühlwasser	NDV (vNDV1)	NDV (nNDV1)	NDV (nNDV2)
	03MAC10CT001	03MAC20CP001	03HHJ20CT001	03HHH20CT001	03PAB10CT001	03LCA20CT001	03LCA20CT002	03LCA20CT003
	°C	barü	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	36,71807861	-0,930613518	9,755169868	7,951581955	8,707718849	36,46517944	82,17234039	118,5288773
2	38,96796799	-0,928332686	9,99719429	10,19825077	9,424190521	37,74153519	83,88906097	122,3302307
3	39,33716202	-0,925985157	12,62733173	9,703574181	10,14501476	37,71341324	88,26992035	127,7691803
4	42,53581619	-0,916481733	12,04982758	10,59101582	10,99286747	41,30562973	90,40182495	130,7236328
5	41,36509705	-0,922067463	13,4134798	10,17224503	10,5181427	40,17380142	88,86187744	128,2346649
6	39,75820923	-0,928535998	13,79313564	10,17224503	10,16042805	39,41125107	86,76261139	125,7742081
7	37,62105179	-0,935618579	14,40382385	10,17224503	9,462637901	37,01925659	84,57450104	122,8277435
8	37,45250702	-0,935618579	14,56874275	10,17224503	9,005554199	36,7747879	82,16402435	119,2883911
9	37,60852051	-0,936089516	14,7061758	10,17224503	8,541544914	36,49815369	79,5545578	115,6732559
10	36,88975143	-0,937871575	14,89858246	10,17224503	7,991244316	36,03718567	75,95536041	110,6201553

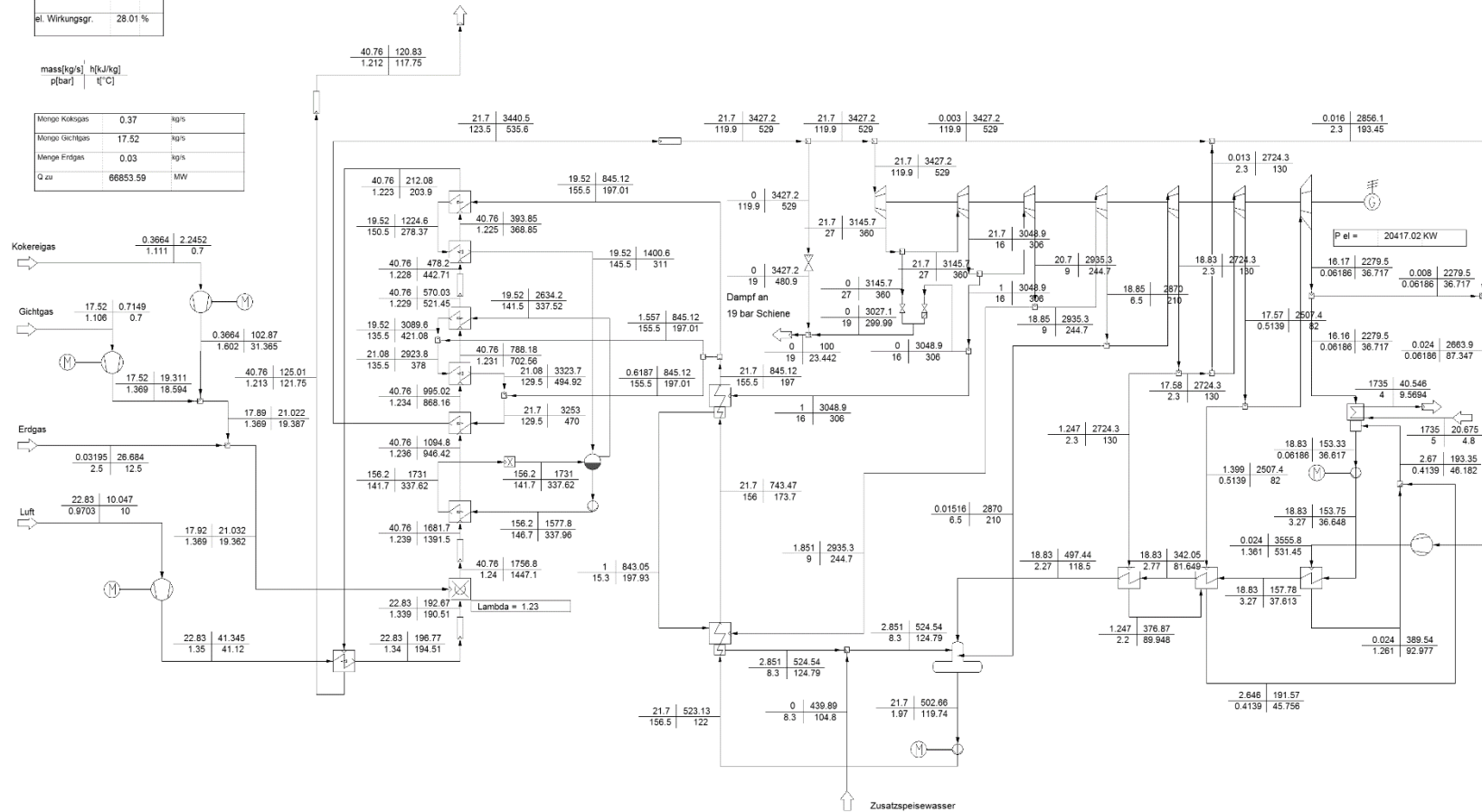
LP	HDV (vHDV1)	HDV (nHDV1)
	03LAB20CT001	03LAB20CT001_B
	°C	°C
1	126,4169006	172,3985596
2	124,3762589	177,1424255
3	126,8186951	183,7794189
4	131,2735748	188,2715912
5	132,6007996	183,9829407
6	132,0401459	180,2659149
7	127,8759155	174,3440094
8	126,063797	168,818512
9	124,8298187	163,2873077
10	123,7606049	156,3684082

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	78.12 t/h
Entnahme	0.00 t/h
Generator	20.42 MW
el. Wirkungsgr.	28.01 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koks gas	0.37	kg/s
Menge Gicht gas	17.52	kg/s
Menge Erdgas	0.03	kg/s
Q zu	66853.59	MW



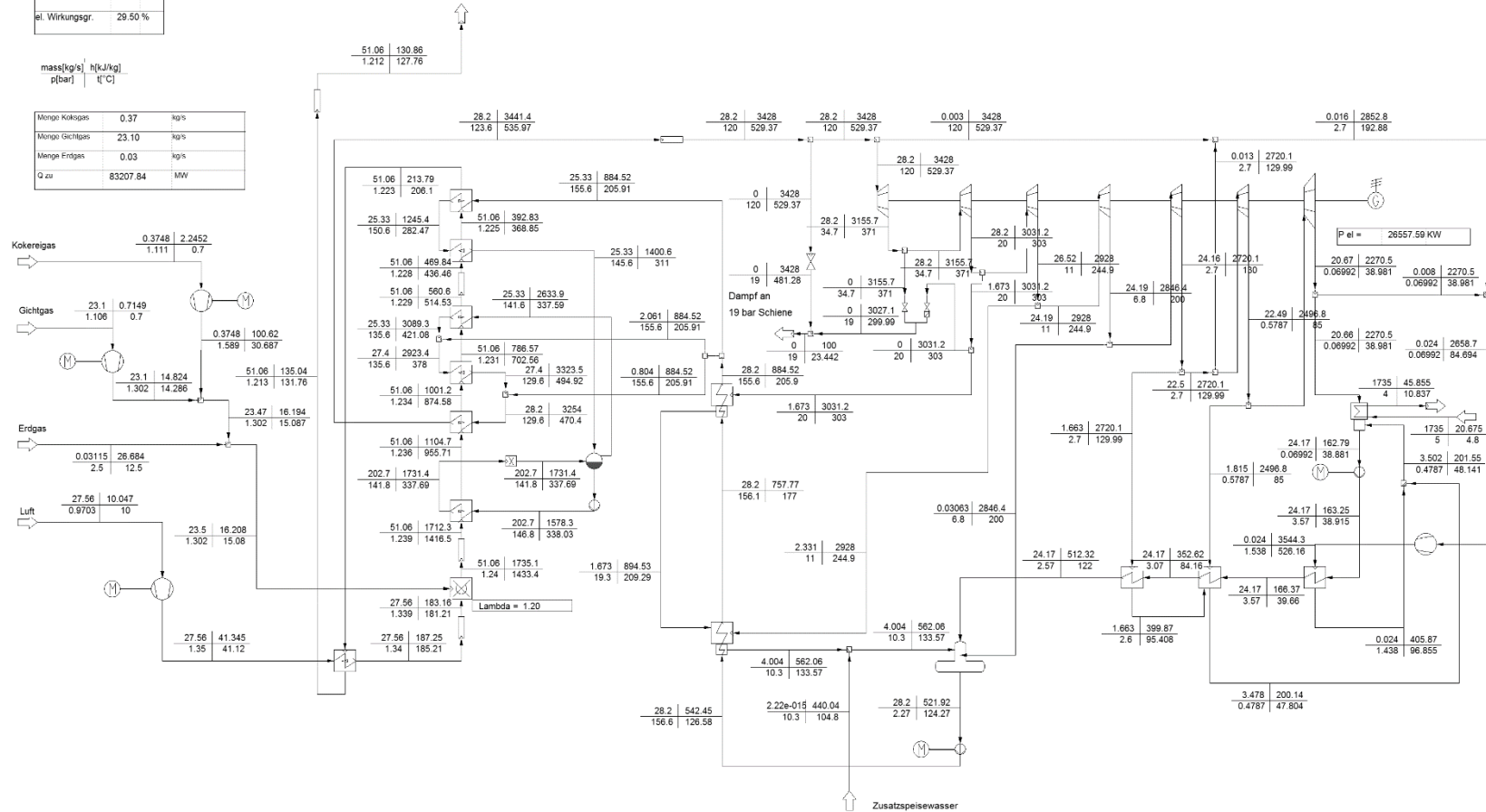
Lastpunkt 1

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	101.52 t/h
Entnahme	0.00 t/h
Generator	26.56 MW
el. Wirkungsgr.	29.50 %

mass[kg/s] | h[kJ/kg]
p[bar] | t[°C]

Menge Koksgas	0.37	kg/s
Menge Gichtgas	23.10	kg/s
Menge Erdgas	0.03	kg/s
Q zu	83207.84	MW



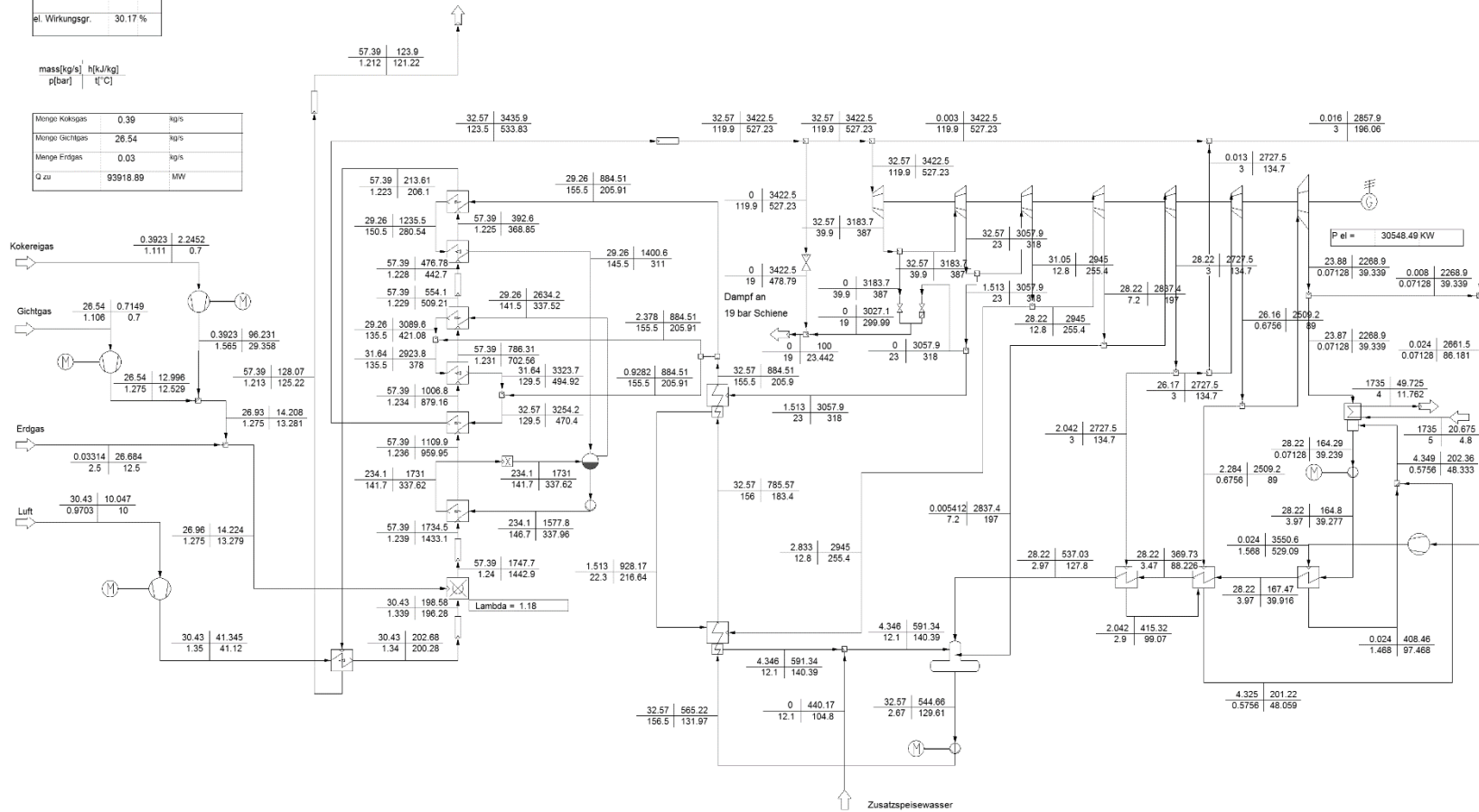
Lastpunkt 2

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	117.25 t/h
Entnahme	0.00 t/h
Generator	30.55 MW
el. Wirkungsgr.	30.17 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koksgas	0.39	kg/s
Menge Gichtgas	26.54	kg/s
Menge Erdgas	0.03	kg/s
Q zu	93918.89	MW



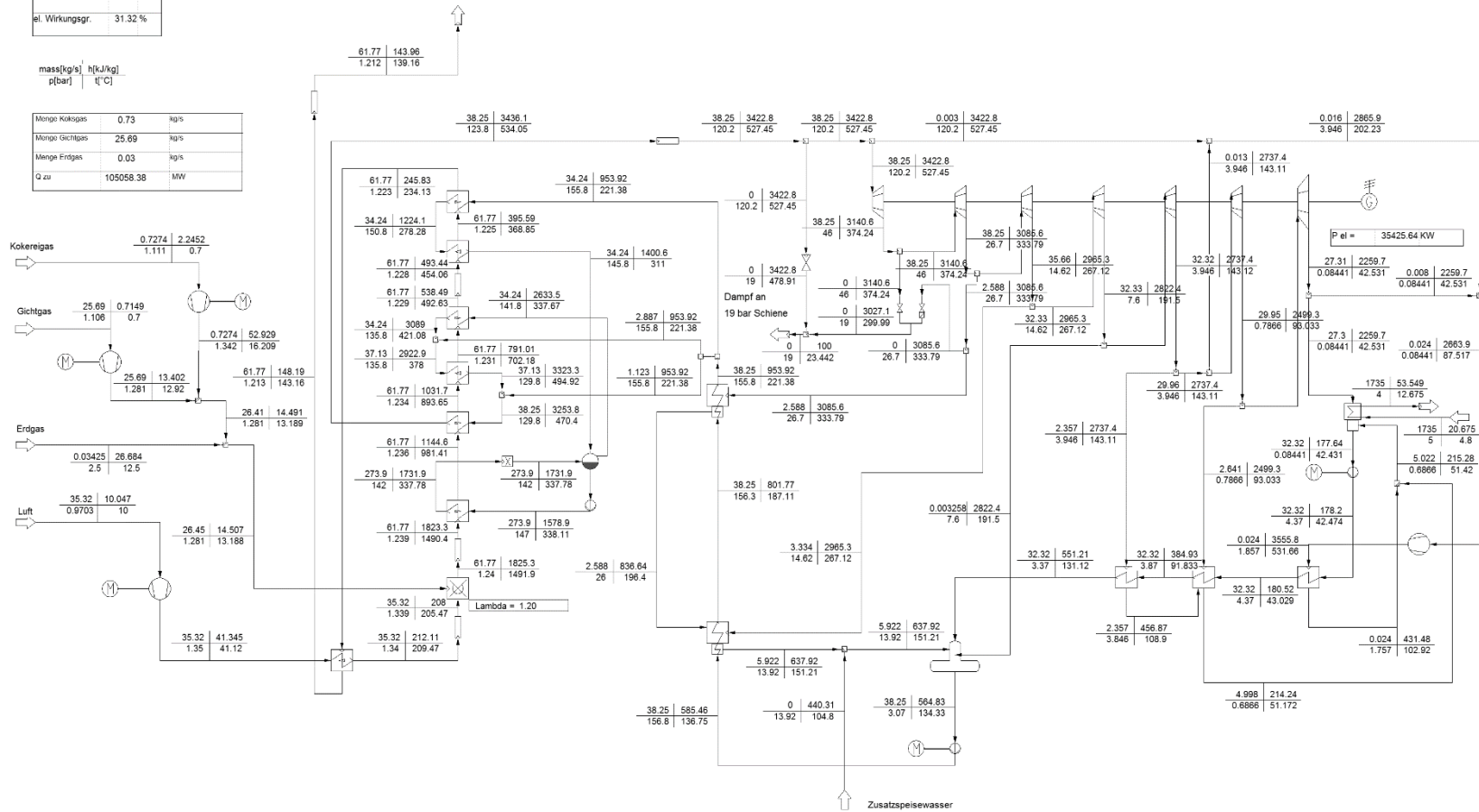
Lastpunkt 3

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	137.70 t/h
Entnahme	0.00 t/h
Generator	35.43 MW
el. Wirkungsgr.	31.32 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koksgas	0.73 kg/s
Menge Gichtgas	25.69 kg/s
Menge Erdgas	0.03 kg/s
Q zu	105056.38 MW



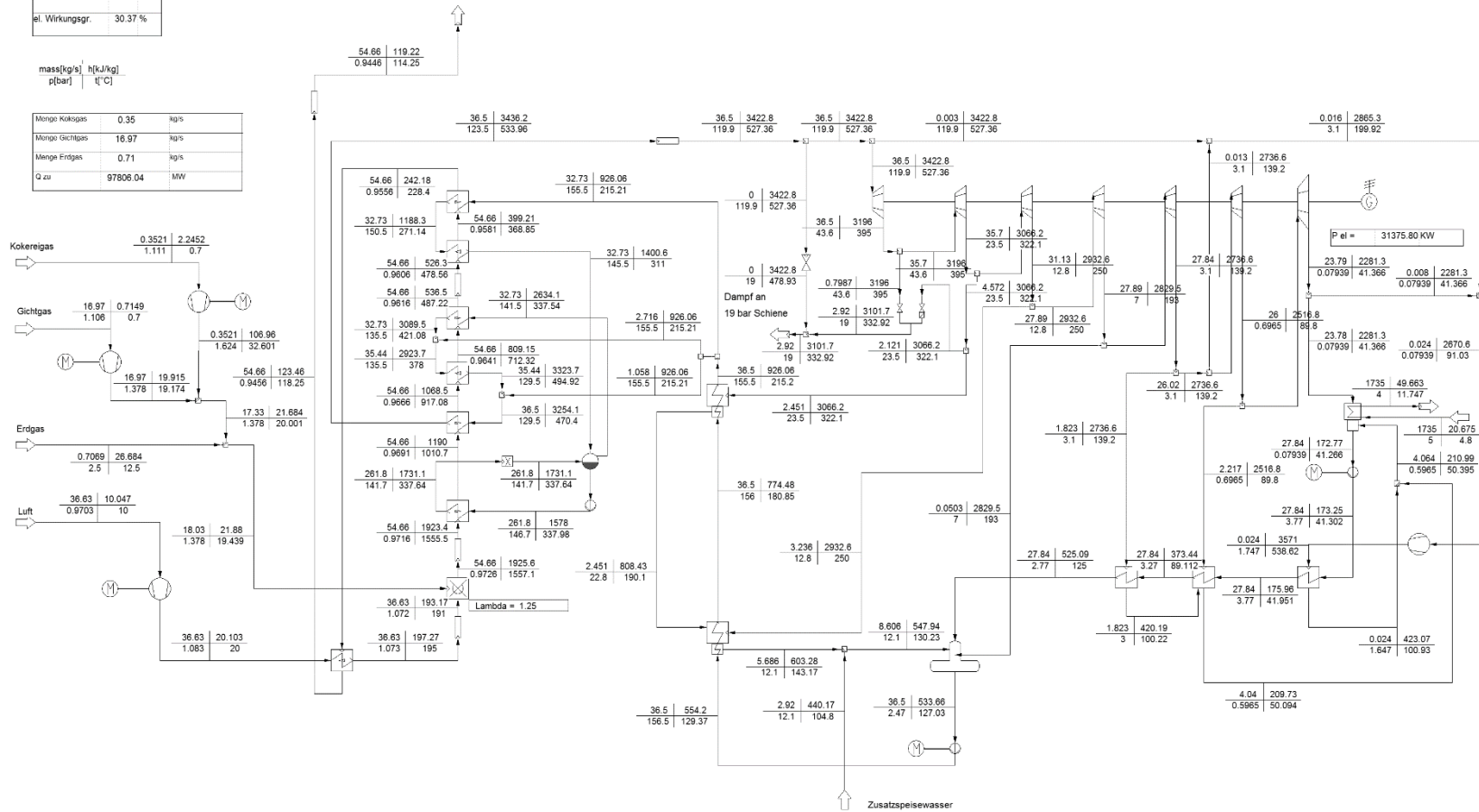
Lastpunkt 4

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	131.40 t/h
Entnahme	10.51 t/h
Generator	31.38 MW
el. Wirkungsgr.	30.37 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koksgas	0.35 kg/s
Menge Gichtgas	16.97 kg/s
Menge Erdgas	0.71 kg/s
Q zu	97806.04 MW



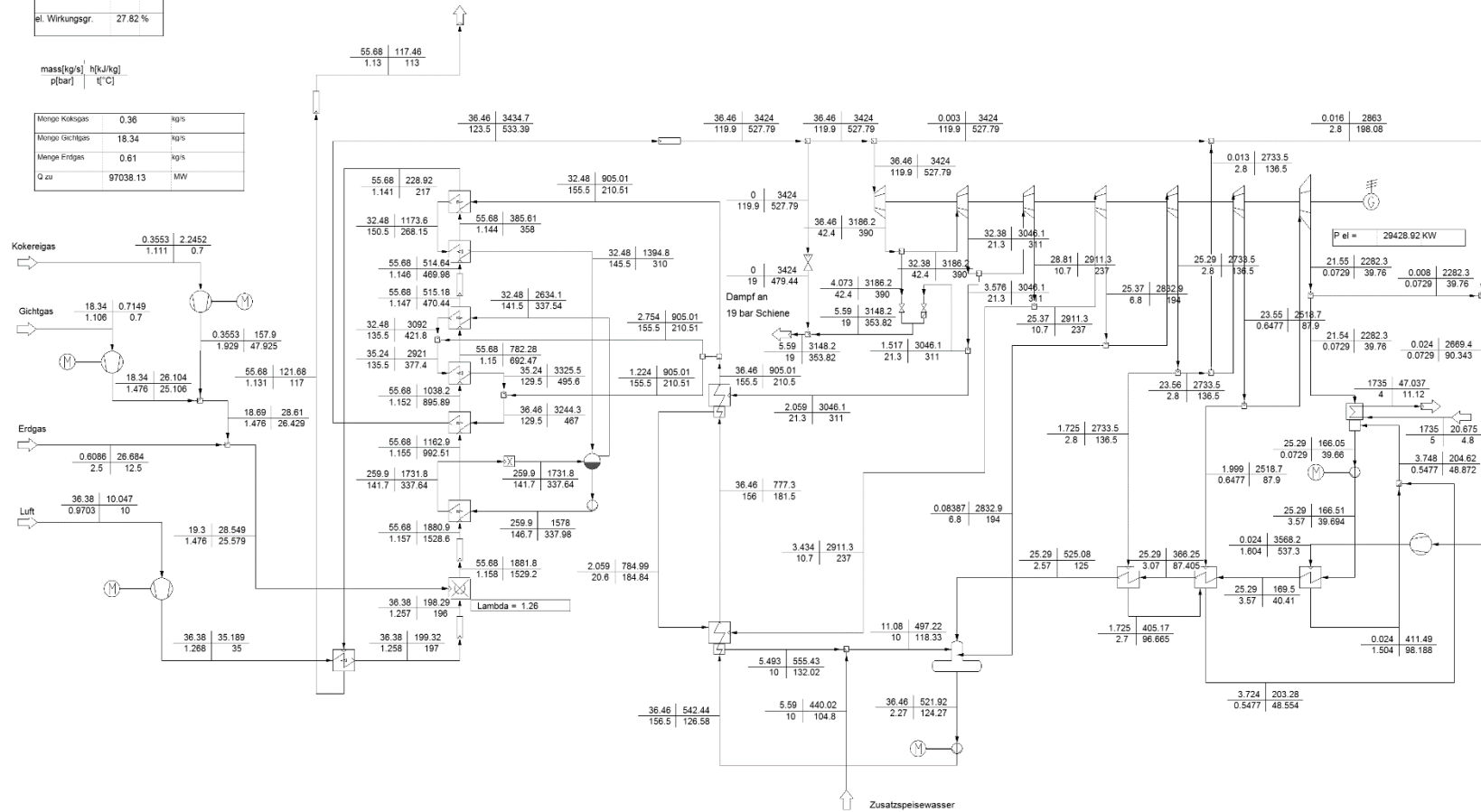
Lastpunkt 5

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	131.26 t/h
Entnahme	20.12 t/h
Generator	29.43 MW
el. Wirkungsgr.	27.82 %

mass[kg/s] | h[kJ/kg]
 p[bar] | t[°C]

Menge Koks gas	0.36	kg/s
Menge Gicht gas	18.34	kg/s
Menge Erdgas	0.61	kg/s
Q zu	97038.13	MW



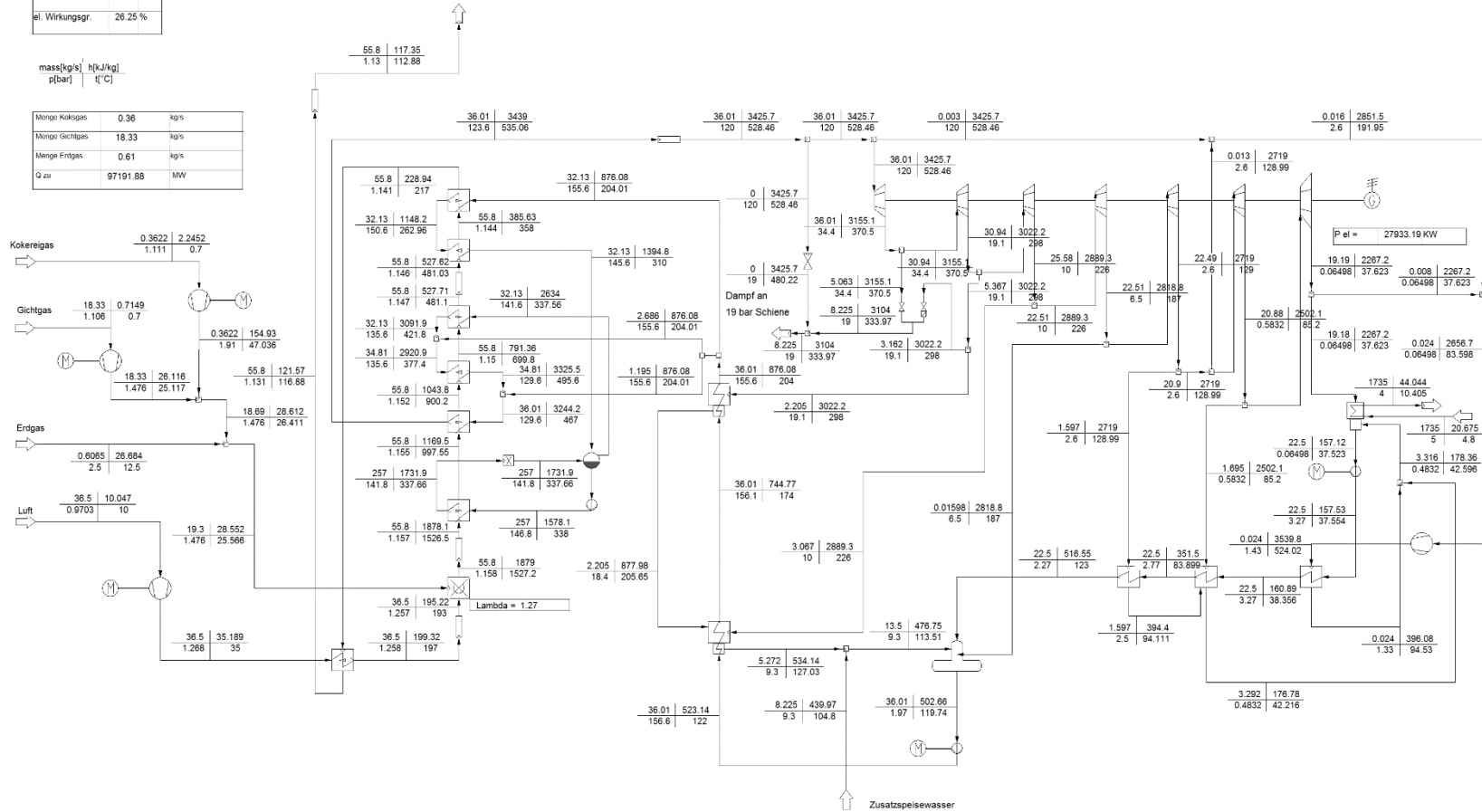
Lastpunkt 6

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	129.64 t/h
Entnahme	29.61 t/h
Generator	27.93 MW
el. Wirkungsgr.	26.25 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koks gas	0.36	kg/s
Menge Gicht gas	18.33	kg/s
Menge Erdgas	0.61	kg/s
Q zu	97191.88	MW



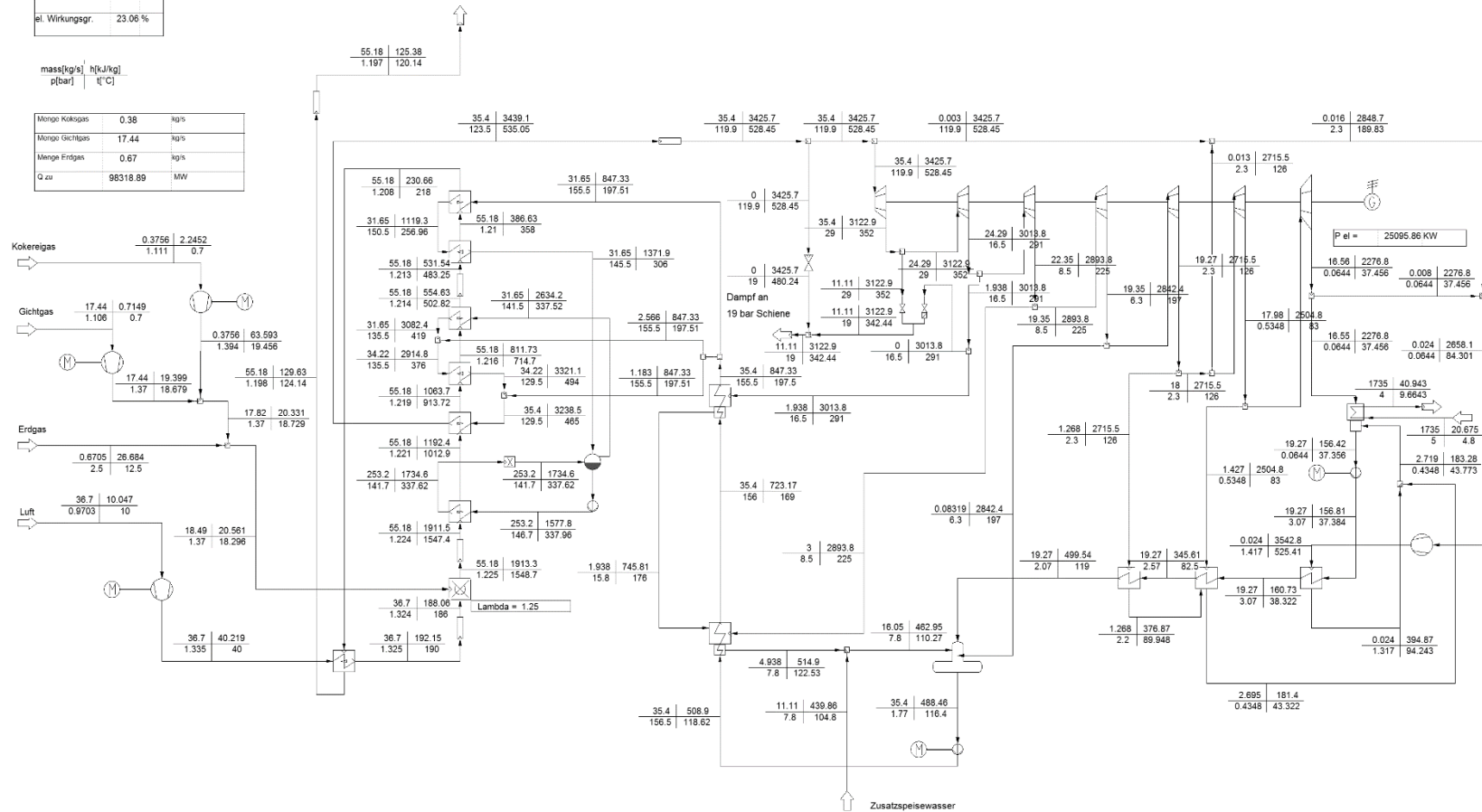
Lastpunkt 7

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	127.44 t/h
Entnahme	40.00 t/h
Generator	25.10 MW
el. Wirkungsgr.	23.06 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koksgas	0.38	kg/s
Menge Gichtgas	17.44	kg/s
Menge Erdgas	0.67	kg/s
Q zu	98518.89	MW



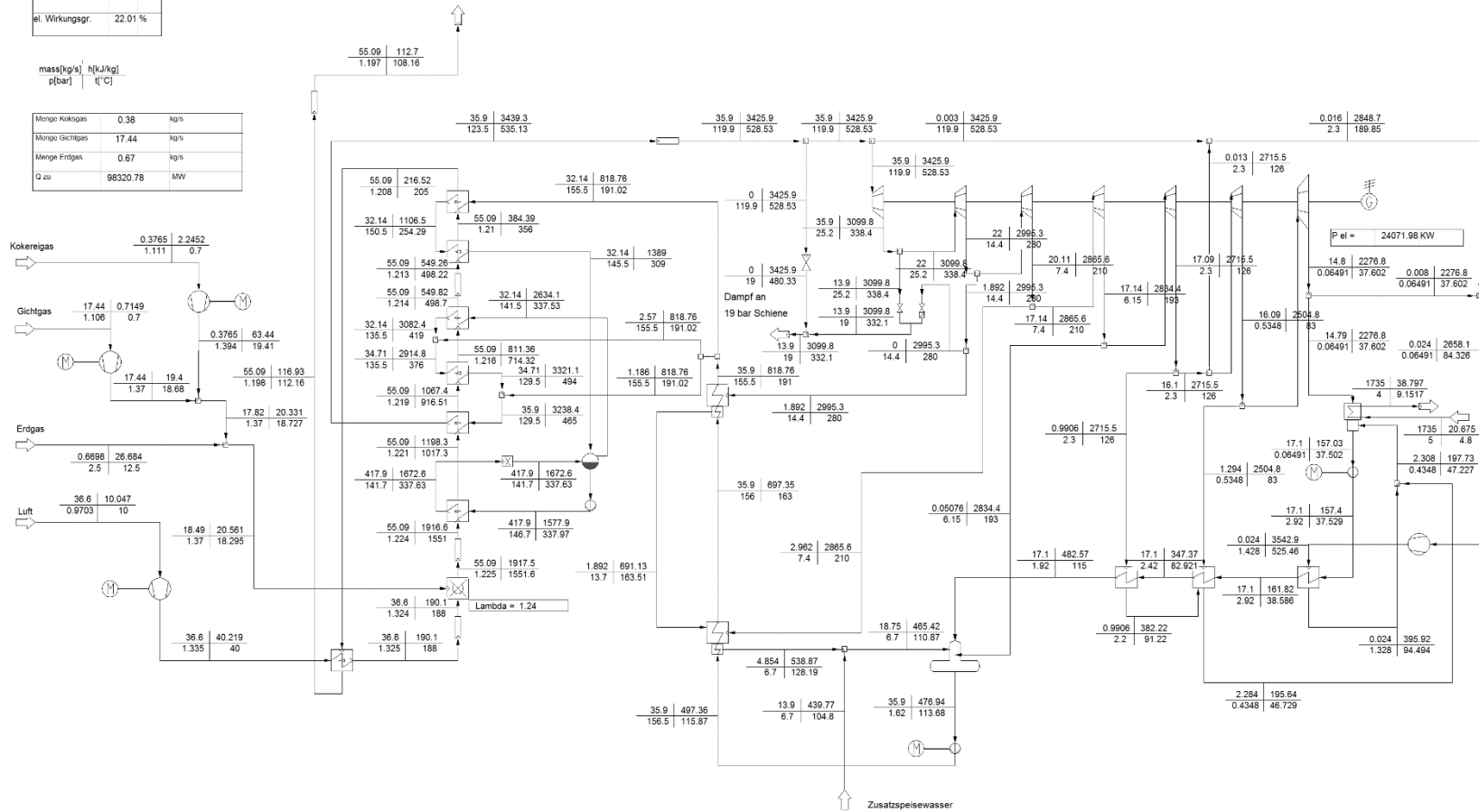
Lastpunkt 8

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	129.24 t/h
Entnahme	50.04 t/h
Generator	24.07 MW
el. Wirkungsgr.	22.01 %

mass[kg/s]	h[kJ/kg]
p[bar]	t[°C]

Menge Koksgas	0.38	kg/s
Menge Gichtgas	17.44	kg/s
Menge Erdgas	0.67	kg/s
Q zu	98320.78	MW



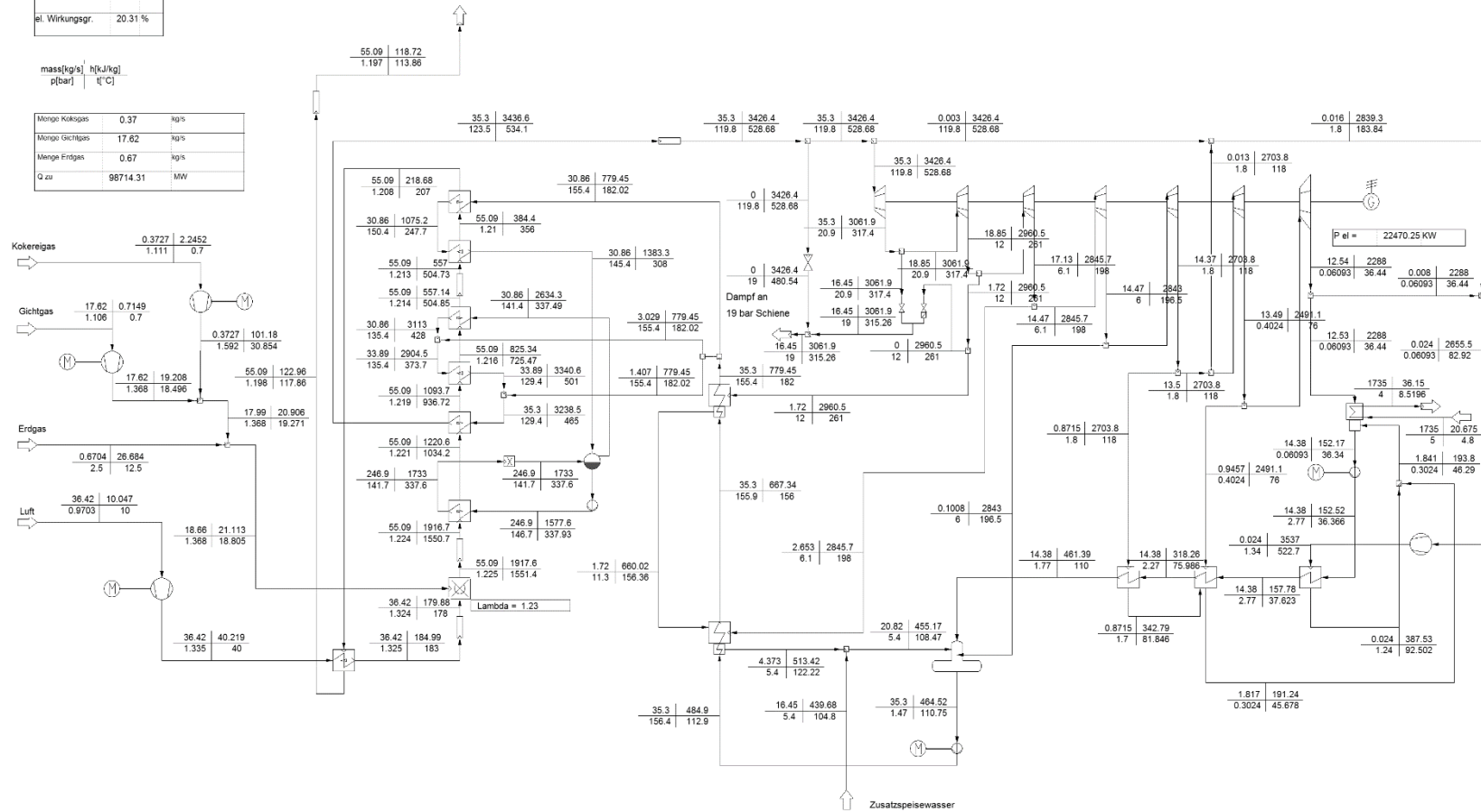
Lastpunkt 9

VAS-Kraftwerk Block 03

Kesselast	127.08 t/h
Entnahme	59.22 t/h
Generator	22.47 MW
el. Wirkungsgr.	20.31 %

mass[kg/s] | h[kJ/kg]
 p[bar] | t[°C]

Menge Koksgas	0.37	kg/s
Menge Gichtgas	17.62	kg/s
Menge Erdgas	0.67	kg/s
Q zu	98714.31	MW



Lastpunkt 10

17.3 A III Ergebnisse Exergieanalyse

Tu 272,65 K

LP1

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,56	18,83
dc	stream009b	0,57	18,83
fh	stream047	8,73	0,02
dh	stream026	1,28	0,02
		ΔS	0,06 kW/K
		E_v	17,24 kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,57	18,83
dc	stream010a	1,10	18,83
fh	stream030a	7,19	1,33
dh	stream044	0,68	2,57
frc	stream034a	1,19	1,24
		ΔS	0,54 kW/K
		E_v	148,54 kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,10	18,83
dc	stream011a	1,51	18,83
fh	stream027a	7,11	1,24
dh	stream034a	1,19	1,24
		ΔS	0,47 kW/K
		E_v	128,99 kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,51	18,83
dc	stream012b	1,53	21,70
fh	stream022	1,58	2,85
frc	stream025a	6,97	0,02
		ΔS	0,02 kW/K
		E_v	4,53 kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,54	21,70
dc	stream014a	2,06	21,70
fh	stream022a	6,96	1,85
dh	stream023a	1,58	2,85
frc	stream023	2,31	1,00
		ΔS	0,68 kW/K
		E_v	186,51 kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,06	21,70
dc	stream018	2,28	21,70
fh	stream018b	6,91	1,00
dh	stream023	2,31	1,00
		ΔS	0,21 kW/K
		E_v	58,61 kW

LP2

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,57	24,16
dc	stream009b	0,58	24,16
fh	stream047	8,69	0,02
dh	stream026	1,28	0,02
ΔS		0,06	kW/K
Ev		17,00	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,58	24,16
dc	stream010a	1,12	24,16
fh	stream030a	7,11	1,80
dh	stream044	0,68	3,45
frc	stream034a	1,22	1,65
ΔS		0,78	kW/K
Ev		212,18	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,12	24,16
dc	stream011a	1,55	24,16
fh	stream027a	7,03	1,65
dh	stream034a	1,22	1,65
ΔS		0,67	kW/K
Ev		181,35	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,55	24,16
dc	stream012b	1,57	28,20
fh	stream022	1,67	4,01
frc	stream025a	6,90	0,03
ΔS		0,03	kW/K
Ev		8,96	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,58	28,20
dc	stream014a	2,09	28,20
fh	stream022a	6,86	2,33
dh	stream023a	1,67	4,01
frc	stream023	2,42	1,67
ΔS		0,98	kW/K
Ev		266,45	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,09	28,20
dc	stream018	2,36	28,20
fh	stream018b	6,78	1,67
dh	stream023	2,42	1,67
ΔS		0,40	kW/K
Ev		108,62	kW

LP3

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,57	28,22
dc	stream009b	0,58	28,22
fh	stream047	8,70	0,02
dh	stream026	1,29	0,02
ΔS		0,06	kW/K
Ev		17,08	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,58	28,22
dc	stream010a	1,16	28,22
fh	stream030a	7,08	2,23
dh	stream044	0,69	4,30
frc	stream034a	1,26	2,07
ΔS		1,04	kW/K
Ev		284,54	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,16	28,22
dc	stream011a	1,61	28,22
fh	stream027a	7,00	2,07
dh	stream034a	1,26	2,07
ΔS		0,78	kW/K
Ev		213,54	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,61	28,22
dc	stream012b	1,63	32,57
fh	stream022	1,74	4,35
frc	stream025a	6,86	0,01
ΔS		0,02	kW/K
Ev		6,40	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,64	32,57
dc	stream014a	2,15	32,57
fh	stream022a	6,82	2,83
dh	stream023a	1,74	4,35
frc	stream023	2,49	1,51
ΔS		1,17	kW/K
Ev		319,30	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,15	32,57
dc	stream018	2,36	32,57
fh	stream018b	6,77	1,51
dh	stream023	2,49	1,51
ΔS		0,42	kW/K
Ev		113,73	kW

LP4

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,60	32,32
dc	stream009b	0,61	32,32
fh	stream047	8,64	0,02
dh	stream026	1,34	0,02
	ΔS	0,06	kW/K
	E_v	16,94	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,61	32,32
dc	stream010a	1,21	32,32
fh	stream030a	6,99	2,68
dh	stream044	0,72	5,00
frc	stream034a	1,31	2,32
	ΔS	1,24	kW/K
	E_v	339,11	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,21	32,32
dc	stream011a	1,65	32,32
fh	stream027a	6,90	2,32
dh	stream034a	1,31	2,32
	ΔS	1,03	kW/K
	E_v	280,09	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,65	32,32
dc	stream012b	1,68	38,25
fh	stream022	1,85	5,92
frc	stream025a	6,80	0,00
	ΔS	0,05	kW/K
	E_v	12,69	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,69	38,25
dc	stream014a	2,19	38,25
fh	stream022a	6,80	3,33
dh	stream023a	1,85	5,92
frc	stream023	2,29	2,59
	ΔS	1,40	kW/K
	E_v	382,96	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,19	38,25
dc	stream018	2,51	38,25
fh	stream018b	6,75	2,59
dh	stream023	2,29	2,59
	ΔS	0,67	kW/K
	E_v	183,76	kW

LP5

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,57	27,84
dc	stream009b	0,58	27,84
fh	stream047	8,71	0,02
dh	stream026	1,29	0,02
	ΔS	0,06	kW/K
	E_v	17,24	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,58	27,84
dc	stream010a	1,18	27,84
fh	stream030a	7,09	2,26
dh	stream044	0,67	4,09
frc	stream034a	1,27	1,83
	ΔS	1,05	kW/K
	E_v	286,36	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,18	27,84
dc	stream011a	1,58	27,84
fh	stream027a	7,01	1,83
dh	stream034a	1,27	1,83
	ΔS	0,74	kW/K
	E_v	202,94	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,58	27,84
dc	stream012b	1,60	36,50
fh	stream022	1,64	8,61
frc	stream025a	6,85	0,05
	ΔS	0,05	kW/K
	E_v	14,09	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,61	36,50
dc	stream014a	2,13	36,50
fh	stream022a	6,80	3,24
dh	stream023a	1,77	5,69
frc	stream023	2,23	2,45
	ΔS	1,40	kW/K
	E_v	382,02	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,13	36,50
dc	stream018	2,45	36,50
fh	stream018b	6,77	2,45
dh	stream023	2,23	2,45
	ΔS	0,63	kW/K
	E_v	172,81	kW

LP6

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,56	25,29
dc	stream009b	0,57	25,29
fh	stream047	8,72	0,02
dh	stream026	1,28	0,02
ΔS		0,06	kW/K
E_v		17,29	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,57	25,29
dc	stream010a	1,16	25,29
fh	stream030a	7,12	2,01
dh	stream044	0,68	3,74
frc	stream034a	1,26	1,72
ΔS		0,92	kW/K
E_v		250,10	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,16	25,29
dc	stream011a	1,58	25,29
fh	stream027a	7,04	1,72
dh	stream034a	1,26	1,72
ΔS		0,64	kW/K
E_v		174,52	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,58	25,29
dc	stream012b	1,57	36,46
fh	stream022	1,51	11,08
frc	stream025a	6,87	0,08
ΔS		0,07	kW/K
E_v		20,15	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,58	36,46
dc	stream014a	2,13	36,46
fh	stream022a	6,83	3,44
dh	stream023a	1,66	5,49
frc	stream023	2,18	2,06
ΔS		1,20	kW/K
E_v		326,88	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,13	36,46
dc	stream018	2,41	36,46
fh	stream018b	6,78	2,06
dh	stream023	2,18	2,06
ΔS		0,47	kW/K
E_v		127,35	kW

LP7

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,56	22,50
dc	stream009b	0,57	22,50
fh	stream047	8,71	0,02
dh	stream026	1,27	0,02
	ΔS	0,06	kW/K
	E_v	17,03	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,57	22,50
dc	stream010a	1,11	22,50
fh	stream030a	7,12	1,62
dh	stream044	0,60	3,24
frc	stream034a	1,21	1,62
	ΔS	0,73	kW/K
	E_v	198,19	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,11	22,50
dc	stream011a	1,56	22,50
fh	stream027a	7,04	1,62
dh	stream034a	1,21	1,62
	ΔS	0,62	kW/K
	E_v	169,51	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,56	22,50
dc	stream012b	1,53	36,01
fh	stream022	1,46	13,50
frc	stream025a	6,86	0,02
	ΔS	0,05	kW/K
	E_v	13,12	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,54	36,01
dc	stream014a	2,06	36,01
fh	stream022a	6,82	3,07
dh	stream023a	1,60	5,27
frc	stream023	2,38	2,20
	ΔS	1,25	kW/K
	E_v	341,65	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,06	36,01
dc	stream018	2,35	36,01
fh	stream018b	6,79	2,20
dh	stream023	2,38	2,20
	ΔS	0,53	kW/K
	E_v	144,45	kW

LP8

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,53	19,27
dc	stream009b	0,54	19,27
fh	stream047	8,75	0,02
dh	stream026	1,23	0,02
	ΔS	0,06	kW/K
	E_v	17,11	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,54	19,27
dc	stream010a	1,11	19,27
fh	stream030a	7,17	1,47
dh	stream044	0,65	2,72
frc	stream034a	1,21	1,26
	ΔS	0,64	kW/K
	E_v	175,07	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,11	19,27
dc	stream011a	1,52	19,27
fh	stream027a	7,09	1,26
dh	stream034a	1,21	1,26
	ΔS	0,46	kW/K
	E_v	125,28	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,52	19,27
dc	stream012b	1,49	35,40
fh	stream022	1,42	16,05
frc	stream025a	6,93	0,08
	ΔS	0,09	kW/K
	E_v	24,16	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,50	35,40
dc	stream014a	2,01	35,40
fh	stream022a	6,90	3,00
dh	stream023a	1,55	4,94
frc	stream023	2,09	1,93
	ΔS	1,12	kW/K
	E_v	305,35	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	2,01	35,40
dc	stream018	2,29	35,40
fh	stream018b	6,83	1,93
dh	stream023	2,09	1,93
	ΔS	0,46	kW/K
	E_v	124,87	kW

LP9

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,53	17,13
dc	stream009b	0,54	17,13
fh	stream047	8,76	0,02
dh	stream026	1,22	0,02
ΔS		0,06	kW/K
E_v		17,10	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,54	17,13
dc	stream010a	1,11	17,13
fh	stream030a	7,17	1,32
dh	stream044	0,65	2,32
frc	stream034a	1,21	0,99
ΔS		0,58	kW/K
E_v		158,33	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,11	17,13
dc	stream011a	1,47	17,13
fh	stream027a	7,09	0,99
dh	stream034a	1,21	0,99
ΔS		0,39	kW/K
E_v		107,61	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,47	17,13
dc	stream012b	1,46	35,90
fh	stream022	1,43	18,72
frc	stream025a	6,92	0,05
ΔS		0,06	kW/K
E_v		16,55	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,48	35,90
dc	stream014a	1,96	35,90
fh	stream022a	6,91	2,92
dh	stream023a	1,62	4,82
frc	stream023	1,98	1,89
ΔS		1,05	kW/K
E_v		285,24	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	1,96	35,90
dc	stream018	2,23	35,90
fh	stream018b	6,86	1,89
dh	stream023	1,98	1,89
ΔS		0,45	kW/K
E_v		122,28	kW

LP10

NDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream008	0,53	16,99
dc	stream009b	0,54	16,99
fh	stream047	8,76	0,02
dh	stream026	1,23	0,02
	ΔS	0,06	kW/K
	E_v	17,09	kW

NDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream009b	0,54	16,99
dc	stream010a	1,03	16,99
fh	stream030a	7,25	1,11
dh	stream044	0,65	2,15
frc	stream034a	1,13	1,03
	ΔS	0,43	kW/K
	E_v	116,81	kW

NDV3		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream010a	1,03	16,99
dc	stream011a	1,42	16,99
fh	stream027a	7,17	1,03
dh	stream034a	1,13	1,03
	ΔS	0,40	kW/K
	E_v	108,91	kW

Entgaser		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream011a	1,42	16,99
dc	stream012b	1,43	35,30
fh	stream022	1,41	18,24
frc	stream025a	6,95	0,08
	ΔS	0,07	kW/K
	E_v	19,85	kW

HDV1		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream013b	1,44	35,30
dc	stream014a	1,89	35,30
fh	stream022a	6,95	2,62
dh	stream023a	1,56	4,34
frc	stream023	1,90	1,72
	ΔS	0,87	kW/K
	E_v	236,15	kW

HDV2		s [kJ/(kgK)]	m [kg/s]
fc	stream014a	1,89	35,30
dc	stream018	2,14	35,30
fh	stream018b	6,88	1,72
dh	stream023	1,90	1,72
	ΔS	0,40	kW/K
	E_v	109,91	kW