



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Diplomarbeit

Auslegung von ORC- und Dampfkraftprozessen zur Abwärmenutzung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner
E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik
Forschungsbereich Thermodynamik und Wärmetechnik

eingereicht an der
Technische Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Erich Opitz
E700 / 056391
Angergasse 46
A-7123 Mönchhof

Wien, im Dezember 2011

Unterschrift

Kurzfassung

Der erste Teil der vorliegenden Arbeit behandelt die grobe Auslegung von ORC-, den einfachen Dampfprozess mit und ohne KV und den Zweidruckprozess mit und ohne KV für Abwärmenutzung mit Hilfe des Programms EES und der Programmiersprache VBA. Besondere Beachtung wird der Modellbildung gewidmet, welches der wichtigste Teil ist. Hier repräsentiert die Abwärme die Wärmequelle und das Kühlwasser die Wärmesenke. Weiters werden alle Wärmetauscher bzw. der Wärmeübergang als ideal angenommen. Letztendlich soll das Programm die maximale elektrische Leistung aus den oben genannten Prozessen bei gegebenen Abgasparametern ermitteln. Die erforderlichen Prozessparameter werden in eine mit Hilfe von VBA programmierten Maske eingegeben und ins EES exportiert, wo die eigentliche thermodynamische Berechnung erfolgt. In EES wird auch ein T, s - Diagramm und ein Q, T - Diagramm erstellt. Die Diagramme und Ergebnisse wie Leistung, thermischer Wirkungsgrad und die wichtigsten Wärmetauschereigenschaften werden dann im Diagram Window von EES dargestellt.

Im zweiten Teil der vorliegenden Arbeit wird eine Simulation und Parameterstudie von ORC-, Kalina - Prozess, Eindruckprozess und den Zweidruckprozess mit und ohne KV durchgeführt. Die Prozesse wurden in IPSEpro modelliert und simuliert. Zur Vereinfachung wird Luft angenommen, welches als ideales Gas angenommen wird. Danach wurde mit Hilfe von PSEExcel eine Parameterstudie gemacht und damit ein $P-T_{\text{Abgas}}$ -Diagramm b.z.w. ein $\eta_{\text{th}}-T_{\text{Abgas}}$ -Diagramm erstellt. Dieses Diagramm zeigt für verschiedene Abgastemperaturen (100°C, 200°C, 300°C, 350°C und 400°C) und Prozesse die zu erwartende Leistung.

Abstract

The first part of this master thesis describes the design of Organic Rankine Cycle (ORC), steam power process with and without condensate preheating for waste heat recovery. The program was developed with the aid of program EES and the Computer Language VBA. The most significant part of the design was the modelling of the processes, where the hot flue gas represents the heat source and the cooling water the heat sink. The heat exchangers are modelled as an ideal component. Finally the developed program should maximise the power output by given heat source data. The user must enter the required process parameters in a VBA programmed mask and then the data export to EES. In EES the thermodynamic calculations are executed and a T, s – and a Q, T –Diagram are created. The diagrams and solutions like power output, thermal efficiency and the most significant properties of the heat exchangers have been shown in the Diagram Window of EES.

In the second part a simulation and parameter study of the ORC -, Kalina and steam power process with and without condensate preheating have been carried out. The processes were modelled and simulated with the simulation program IPSEpro. For simplification the air is assumed as an ideal gas. The parameter study has been made with PSEExcel and the results were plotted in a $P-T_{\text{Abgas}}$ -Diagram and a $\eta_{\text{th}}-T_{\text{Abgas}}$ -Diagram. This diagram shows for different waste heat temperature the awaiting power output.

Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich besonders bei Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner für die Unterstützung, das Vertrauen und die zahlreichen Hilfestellungen im Zuge dieser Diplomarbeit bedanken.

Weiters möchte ich mich bei Herrn Univ.Ass.Dipl.Ing. Armin Steiner sowie alle Mitarbeiter des Instituts, die mir bei der Erstellung dieser Diplomarbeit mit Rat und Tat zur Seite gestanden haben bedanken.

Danken möchte ich auch meinen Kollegen für die tolle Zusammenarbeit und die unterhaltsamen Stunden, die sich im Laufe des Studiums ereignet haben.

Ein Dank gilt auch meiner Familie, die mir durch sämtliche Unterstützungen die gesamte Ausbildung ermöglichte.

Opitz Erich
Wien, im Dezember 2011

Variable und Abkürzungen

Formelzeichen

A	$[m^2]$	Wärmetauscherfläche
T_{Abgas}	$[^{\circ}C]$	Rauchgaseintrittstemperatur
T_{τ}	$[K]$	Säuretaupunkt
T_{TOE}	$[K]$	Temperatur des Thermoöls
$\Delta T_{\dot{U},HD}$	$[^{\circ}C]$	Pinch Point Hochdrucküberhitzer
$\Delta T_{\dot{U},ND}$	$[^{\circ}C]$	Pinch Point Niederdrucküberhitzer
$\Delta T_{\dot{U}}$	$[^{\circ}C]$	Pinch Point Überhitzer
$T_{pinch,GT1}$	$[^{\circ}C]$	Temperaturdifferenz Rauchgasaustritt/Thermoöleintritt
$T_{pinch,GT2}$	$[^{\circ}C]$	Temperaturdifferenz Rauchgaseintritt/Thermoölaustritt
T_4	$[^{\circ}C]$	Verdampfertemperatur im Zustand 4
T_U	$[K]$	Umgebungstemperatur
$T_{RG,Ein}$	$[^{\circ}C]$	Rauchgaseintrittstemperatur
$T_{RG,Aus}$	$[^{\circ}C]$	Rauchgasaustrittstemperatur
$T_{AM,Ein}$	$[^{\circ}C]$	Arbeitsmitteleintrittstemperatur
$T_{AM,Aus}$	$[^{\circ}C]$	Arbeitsmittelaustrittstemperatur
$T_{TOE,Ein}$	$[^{\circ}C]$	Thermoöleintrittstemperatur
$T_{TOE,Aus}$	$[^{\circ}C]$	Thermoölaustrittstemperatur
ΔT_m	$[K]$	Logarithmische Mitteltemperatur
ΔT_{Gr}	$[K]$	Große Temperaturdifferenz Wärmetauscher

ΔT_{kl}	[K]	Kleine Temperaturdifferenz Wärmetauscher
T_{ref}	[°C]	Referenztemperatur
$s_{RG,ein}$	[kJ/kgK]	Raugasentropie am Eintritt
$s_{RG,aus}$	[kJ/kgK]	Raugasentropie am Austritt
$s_{AM,ein}$	[kJ/kgK]	Arbeitsmittelentropie am Eintritt
$s_{AM,aus}$	[kJ/kgK]	Arbeitsmittelentropie am Austritt
$P_{t,HDT}$	[kW]	Leistung der Hochdruckturbine
$P_{t,MDT}$	[kW]	Leistung der Hochmitteldruckturbine
$P_{t,NDT}$	[kW]	Leistung der Niederdruckturbine
$P_{t,P,K}$	[kW]	Leistung der Kondensatpumpe
$P_{t,P,S}$	[kW]	Leistung der Pumpe nach dem Speisewasserbehälter
$P_{t,P,HD}$	[kW]	Leistung der Pumpe im Hochdruckteil
P_{Brutto}	[kW]	Bruttoleistung
c_{pKW}	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers
$c_{pAbgas,ein}$	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität des Abgases am Eintritt
$c_{pAbgas,aus}$	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität des Abgases am Austritt
c_{Thermo}	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität des Thermoöls
$c_{p,Luft}$	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität der Luft
$h_{RG,Ein}$	[kJ/kg]	Enthalpie des Rauchgases am Eintritt
$h_{RG,Aus}$	[kJ/kg]	Enthalpie des Rauchgases am Austritt
$h_{AM,Ein}$	[kJ/kg]	Enthalpie des Arbeitsmittel am Eintritt
$h_{AM,Aus}$	[kJ/kg]	Enthalpie des Arbeitsmittel am Austritt
\dot{m}_{Abgas}	[kg/m ³]	Rauchgasmassenstrom

\dot{m}_{Luft}	[kg/m ³]	Luftmassenstrom
$\dot{m}_{D,ges}$	[kg/m ³]	Gesamter Massenstrom im Prozess
\dot{m}_{KW}	[kg/m ³]	Kühlwassermassenstrom
$\dot{m}_{D,HD}$	[kg/m ³]	Massenstrom durch den Hochdruckteil
$\dot{m}_{D,ND}$	[kg/m ³]	Massenstrom durch den Niederdruckteil
$\dot{m}_{D,NDT}$	[kg/m ³]	Massenstrom durch die Niederdruckturbine
\dot{m}_{AM}	[kg/m ³]	Arbeitsmittelmassenstrom
\dot{m}_{TOE}	[kg/m ³]	Thermoölmassenstrom
k	[kW/m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient
p _{iW}	[mm Hg]	Partialdruck des Wasserdampfes
p _{iSO3}	[mm Hg]	Partialdruck der Schwefelsäure
p _{SPW, Ein}	[bar]	Eintrittsdruck Speisewasserbehälter
\dot{Q}_{in}	[kW]	Eingebrachte Wärmeleistung im Gesamtprozess
\dot{Q}_{HD}	[kW]	Eingebrachte Wärmeleistung in den Hochdruckteil
\dot{Q}_{ND}	[kW]	Eingebrachte Wärmeleistung in den Niederdruckteil
η_{th}	[-]	Thermischer Wirkungsgrad
$\eta_{T,el}$	[-]	Elektrischer Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{T,m}$	[-]	Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{P,el}$	[-]	Elektrischer Wirkungsgrad der Pumpe
$\eta_{P,m}$	[-]	Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe

Abkürzungen

ORC	Organic Rankine Cycle
EES	Engineering Equation Solver

VBA	Visual Basic for Application
GuD	Gas- und Dampfturbinenprozess
HD	Hochdruck
ND	Niederdruck
Eco	Economizer
KV	Kondensatvorwärmer
CSV	Comma Separated Values
WDKP	Wasserdampfkraftprozesse

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
	1.1 Übersicht.....	1
	1.2 Ziel der Arbeit.....	3
2	Allgemeines.....	4
	2.1 Konzept zur Grobauslegung von Abwärmeprozessen.....	4
	2.2 Simulation von Abwärmenutzungsprozessen an einem Zementwerk.....	8
	2.2.1 Schema eines Zementwerks.....	8
	2.2.2 Rostkühler.....	9
3	Thermodynamische Modellierung.....	11
	3.1 Thermodynamische Beschreibung des Abgases.....	11
	3.2 Thermodynamische Modellierung der Prozesse.....	13
	3.2.1 Wasserdampfkraftprozesse.....	13
	3.2.1.1 Eindruckprozess ohne KV.....	14
	3.2.1.2 Eindruckprozess mit KV.....	17
	3.2.1.3 Zweidruckprozess ohne KV.....	20
	3.2.1.4 Zweidruckprozess mit KV.....	24
	3.2.2 ORC – Prozess.....	27
	3.2.2.1 ORC – Prozess ohne Überhitzung.....	28
	3.2.2.2 ORC – Prozess mit Überhitzung.....	30
	3.3 Exergieverluste.....	33
	3.4 k.A – Werte.....	34
4	Eingabebeschreibung.....	36
	4.1 Kurzbeschreibung VBA.....	36
	4.2 Eingabe VBA.....	36
5	Ausgabebeschreibung.....	40
	5.1 Beschreibung des Berechnungsprogramms EES.....	40
	5.2 Ergebnisdarstellung.....	40

6	Beschreibung der Berechnungsvorgänge in EES	43
6.1	Ausführung der Berechnung	43
6.2	Wasserdampfkraftprozesse	45
6.2.1	Eindruckprozess (ohne und mit KV)	46
6.2.2	Zweidruckprozess (ohne und mit KV)	48
6.2.3	Hinweis für die Wahl der Temperaturdifferenzen und Temperaturen	50
6.3	ORC – Prozess	50
6.3.1	ORC – Prozess ohne Überhitzung	52
6.3.2	ORC – Prozess mit Überhitzung	52
6.3.3	Hinweis für die Wahl der Temperaturdifferenzen und Temperaturen	52
7	Simulation von Abwärmeprozessen	53
7.1	Kurzbeschreibung Software	53
7.1.1	Verwendete Komponentenmodelle	54
7.1.1.1	Dampfprozess	54
7.1.1.2	ORC – Prozess	56
7.1.1.3	Kalina – Prozess	57
7.2	Beschreibung der Varianten	58
7.2.1	Wasserdampfkraftprozesse	59
7.2.1.1	Eindruckprozess ohne KV	60
7.2.1.2	Eindruckprozess mit KV	63
7.2.1.3	Zweidruckprozess ohne KV	66
7.2.1.3	Zweidruckprozess mit KV	69
7.2.2	ORC – Prozess	72
7.2.3	Kalina – Prozess	75
7.2.3.1	Gewählte Prozessparameter	76
7.3	Auswertung der Prozesse	78
7.3.1	Diskussion der Ergebnisse	80
8	Schlussfolgerung	83
9	Zukünftige Arbeiten	85
10	Literaturverzeichnis	86

11	Anhang	i
11.1	Nomenklatur	i
11.1.1	Eindruckprozess	i
11.1.2	Zweidruckprozess	ii
11.1.3	ORC – Prozess	iii
11.2	Programme	iv
11.2.1	Eindruckprozess ohne KV	iv
11.2.2	Eindruckprozess mit KV	viii
11.2.3	Zweidruckprozess ohne KV	xiv
11.2.4	Zweidruckprozess mit KV	xxi
11.2.5	ORC – Prozess ohne Überhitzung	xxviii
11.2.6	ORC – Prozess mit Überhitzung	xxxii

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Beispiele für Abwärmenutzung.....	2
Tab. 2: Arbeitsmittel für ORC-Prozesse.....	5
Tab. 3: Variationsgrenzen für Eindruckprozess.....	48
Tab. 4: Variationsgrenzen für Zweidruckprozess.....	50
Tab. 5: Hinweise zur Wahl von Temperaturdifferenzen für den ORC – Prozess.....	52
Tab. 6: Komponentenmodelle für Dampfprozesse.....	54
Tab. 7: Komponentenmodelle für ORC – Prozesse.....	56
Tab. 8: Komponentenmodelle für Kalina – Prozesse.....	57
Tab. 9: Massenströme für die gegebenen Temperaturen.....	59
Tab. 10: Temperaturdifferenzen Rauchgas/Thermoöl.....	72
Tab. 11: Ergebnisse der Parameterstudie.....	79
Tab. 12: Nomenklatur Eindruckprozess.....	i
Tab. 13: Nomenklatur Zweidruckprozess.....	ii
Tab. 14: Nomenklatur ORC - Prozess.....	iii

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Festlegung des Betriebsdrucks.....	4
Abb. 2: GuD – Anlage in Braunschweig.....	7
Abb. 3: Abwärmenutzung anhand eines ORC – Prozesses bei der Stadtwärme Lienz.....	7
Abb. 4: Schematischer Ablauf der Zementherstellung.....	8
Abb. 5: Schema eines Rostkühlers.....	10
Abb. 6: Prozessschaltbild Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	14
Abb. 7: T,s-Diagramm Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	17
Abb. 8: Prozessschaltbild Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	18
Abb. 9: T,s-Diagramm Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	20
Abb. 10: Prozessschaltbild Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	21
Abb. 11: T,s-Diagramm Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	23
Abb. 12: Prozessschaltbild Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	24
Abb. 13: T,s-Diagramm Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	26
Abb. 14: Prozessschaltbild ORC – Prozess ohne Überhitzung.....	28
Abb. 15: T,s-Diagramm ORC – Prozess ohne Überhitzung.....	30
Abb. 16: Prozessschaltbild ORC – Prozess mit Überhitzung.....	31
Abb. 17: T,s-Diagramm ORC – Prozess mit Überhitzung.....	32
Abb. 18: Exergieverluste bei Wärmetauscher.....	33
Abb. 19: Temperaturdifferenzen beim Gegenstromwärmetauscher.....	34
Abb. 20: Eingabefenster für Abgastemperatur.....	36
Abb. 21: Mögliche Prozesse für eine bestimmte Abgastemperatur.....	37
Abb. 22: Eingabe der Prozessparameter und der Rauchgaszusammensetzung.....	38
Abb. 23: Ausgabe Prozessschaltbild.....	41
Abb. 24: Ausgabe T,s-Diagramm.....	41
Abb. 25: Ausgabe Q,T-Diagramm.....	42
Abb. 26: Auswahl der Optimierungsalgorithmen.....	43
Abb. 27: Variable – Information – Fenster.....	44
Abb. 28: Optimierung durch Maximierung der Kreisprozessfläche.....	45
Abb. 29: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den Dampfprozessen (mit und ohne Kondensatvorwärmung).....	47
Abb. 30: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den Zweidruckprozessen (mit und ohne Kondensatvorwärmung).....	49

Abb. 31: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den ORC – Prozessen.....	51
Abb. 32: Hierarchie der Komponentenebene	54
Abb. 33: IPSEpro- Modell Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	61
Abb. 34: Vorgegebene Parameter für den Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	62
Abb. 35: IPSEpro- Modell Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	64
Abb. 36: Vorgegebene Parameter für den Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	65
Abb. 37: IPSEpro- Modell Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	67
Abb. 38: Vorgegebene Parameter Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung.....	68
Abb. 39: IPSEpro- Modell Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	70
Abb. 40: Vorgegebene Parameter Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung.....	71
Abb. 41: IPSEpro- Modell des ORC – Prozesses.....	73
Abb. 42: Vorgegebene Parameter für den ORC – Prozess.....	74
Abb. 43: Schematischer Aufbau eines Kalina- Prozesses.....	75
Abb. 44: IPSEpro- Modell Kalina – Prozess.....	77
Abb. 45: Vorgegebene Parameter für den Kalina – Prozess.....	78
Abb. 46: P-T _{Abgas} -Diagramm	80
Abb. 47: η_{th} -T _{Abgas} -Diagramm.....	80

1 Einleitung

1.1 Übersicht

In Zeiten steigender Energiepreise wird die Nutzung von Abwärme aus Industrieprozessen immer interessanter, da sie nicht nur zur Verminderung der Kosten führt, sondern auch zu einer Steigerung des Wirkungsgrades der Anlage, zur Reduktion von CO₂-Emissionen und zur Einsparung von fossilen Energieträgern. Deshalb wird auch ein enormer Forschungsaufwand nicht nur im Bereich der „grünen Energie“ sondern auch zur Wirkungsgradverbesserung von industriellen Anlagen betrieben. Die Abwärme kann entweder in ein Fernwärmenetz eingespeist oder zur Stromerzeugung genutzt werden. In meiner Arbeit wird nur die Stromerzeugung durch Abwärmenutzung behandelt. Dabei stehen der Dampfkraftprozess, der ORC - Prozess und der Kalina – Prozess zur Verfügung. Die Auswahl mit welchem Prozess die Abwärme verstromt wird, hängt vom Temperaturniveau ab. Die Abwärmenutzung bei Dampfprozessen ist durch GuD – Kraftwerke schon längst etabliert und weist Wirkungsgrade von weit über 50% auf, wobei Anlagen mit $\eta = 60\%$ schon in Planung sind. Wegen der hohen Abgastemperaturen der Gasturbinen, die zwischen 450°C – 600°C liegen, bietet sich diese Wärme zur Dampferzeugung an. Bei niedrigen Temperaturen sind Dampfprozesse ineffizient bzw. nicht möglich. Zur Nutzung von Niedertemperaturwärme wurde der ORC bzw. Kalina – Prozess entwickelt. Diese Prozesse können nicht nur durch Abwärme, sondern auch mit geothermischer Energie, Solarenergie, Biomasse u.s.w. betrieben werden. Der ORC – Prozess ist seit über 30 Jahren erfolgreich im Einsatz und zurzeit die einzige erfolgreiche Möglichkeit zur Stromerzeugung durch Niedertemperaturwärme. Zur Abwärmenutzung ist der Prozess erst in den vergangenen Jahren zum Standard geworden. Der Kalina – Prozess spielt im Gegenteil dazu zurzeit keine Rolle bei der Stromerzeugung. Im Prinzip sind beim Kalina – Prozess höhere Wirkungsgrade möglich als beim ORC – Prozess, aber muss durch die Verwendung eines Ammoniak – Wasser – Gemisches als Arbeitsmittel ein höherer Sicherheitsaufwand als bei anderen Prozessen betrieben werden. Im Vergleich zu Dampfprozessen hinken die Wirkungsgrade der beiden Prozesse hinterher, sodass besonders hier noch ein großes Verbesserungspotenzial vorhanden ist.

Einleitung

Da bei der Abwärmenutzung die Energie kostenlos zur Verfügung steht, liegt hier das Augenmerk auf maximale Leistungserzeugung und nicht wie z.B. bei Kohlekraftwerken auf maximalen Brennstoffwirkungsgrad. Die Leistungsausbeute wird aber durch den Säuretaupunkt des Abgases und die Kühlwasseraustrittstemperatur begrenzt.

Für den wirtschaftlichen Betrieb einer Anlage ist vor allem eine Analyse der zeitlichen Schwankungen des Abwärmestroms erforderlich. Deshalb ist eine detaillierte Evaluierung und Charakterisierung von vorhandenen Wärmequellen und Verbrauchern in Industriebetrieben für eine optimale Auslegung unumgänglich. Beachten muss man auch, dass aufgrund der Zusammensetzungen von Rauchgasen dieses auch nicht beliebig abkühlbar ist da dies zur Beschädigung der Anlage führt. Daher ist eine genaue Rauchgasanalyse erforderlich, um die Abkühlgrenze zu bestimmen.

Branche	Beschreibung des Prozesses	Beispielhafte Maßnahmen
Lebensmittel-Industrie	Abgase eines Produktionsprozesses gelangen in eine thermische Nachverbrennung, in der unverbrannter Kohlenstoff und Luftschadstoffe verbrannt werden.	Einbau von Abgas/Wasser-Wärmetauschern in die Abgasstränge der einzelnen Prozesse.
Waschmittelproduktion	Bei der Herstellung von pulverförmigen Waschmitteln durch Dampftrocknung fällt Abwärme an.	Der Großteil der Kondensationswärme des Trocknungsprozesses wird über einen Wärmetauscher an die Fernwärme abgegeben.
Lebensmittel-Industrie	Kältebereitstellung zur Kühlung von Lebensmitteln	Abwärme der Kältemaschinen wird mittels Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gehoben; Wärme wird an das Fernwärmenetz weitergegeben.
Textilindustrie/ Wäschereien	Dampf zur Kondensation im Waschprozess	In einem Sammelbecken werden warme Abwässer zusammengeführt, die zur Erwärmung des enthärteten Frischwassers durch einen speziellen Abwasserwärmetauscher genutzt werden.
Automobilindustrie	Abwärme aus diversen Prozessen	Die Abwärme der Kompressoren wird im Rücklauf der Warmwasserversorgung genutzt.
Kläranlage	Abführung warmen Abwassers	Einbau eines neuen Kanals, in dem ein Abwasserwärmetauscher integriert wurde.
Gießerei	Abwärme aus Hauptschmelz- und Prozessöfen	Einbau eines Abgas/Wasser-Wärmetauschers in den Hauptkanal und Einspeisung in ein Nahwärmenetz
Lackiererei	Mit der thermischen Nachverbrennung werden Lösemitteldämpfe, welche aus der Lackieranlage bzw. Trocknungsräumen abgesaugt werden, verbrannt.	Das Abgas der thermischen Nachverbrennung wird per Abgas/Wasser-Wärmetauscher abgekühlt. Abwärme wird direkt über die am Rande des Werkgeländes gelegene Fernwärmeheizzentrale in das Fernwärmenetz eingespeist.
Zementindustrie	Abwärme aus der Klinkerkühlanlage	Stromerzeugung mit ORC-Prozess
Metallverarbeitende Industrie	Abgaswärme im Schmelzofen	Stromerzeugung mit ORC-Prozess
Verpackungs-Industrie	Abwärme aus diversen Prozessen	Abwärme wird mit Prozessdampf vorgeheizt und ins Fernwärmenetz eingespeist
Stahlindustrie	Abwärme aus Öfen	Abwärme wird ins Nahwärmenetz eingespeist.
Lebensmittel-Industrie	Abwärme aus Kühlprozessen	Gasmotor-Wärmepumpe heizt Kühlturmwasser vor; Abwärme wird ins Nahwärmenetz eingespeist.
Chemieindustrie	Abwärme aus Schwefelsäureanlage	Abwärme wird ins Nahwärmenetz eingespeist.

Tab.1: Beispiele für Abwärmenutzung [26]

1.2 Ziel der Arbeit

Diese Arbeit zeigt die Modellierung von Eindruck -, Zweidruckprozessen mit Wasser als Arbeitsmittel, jeweils mit und ohne Kondensatvorwärmung und von ORC – Prozessen, die das Abgas, welches aus verschiedenen chemischen Bestandteilen besteht, in elektrische Leistung umwandeln sollen. Im ORC – Prozess wurde aus Sicherheitsgründen ein Thermoölkreislauf als Zwischenkreislauf installiert. Am Ende dieser Arbeit wurde ein Programm entwickelt, das bei gegebenen Abgasparametern, eingegebenen Temperaturen und Temperaturdifferenzen die maximale elektrische Leistung für den gewählten Prozess ermitteln soll. Außerdem sollen Exergieverluste, $k.A$ – Werte der Wärmetauscher und der thermische Wirkungsgrad berechnet und ausgegeben werden.

Als nächstes wurden die oben genannten Prozesse und der Kalina - Prozess in IPSEpro simuliert. Es wurde eine Parameterstudie durchgeführt, deren Ziel die Erstellung eines P - T_{Abgas} - und η_{th} - T_{Abgas} -Diagramms war. Aus diesem Diagramm soll man sehen können, bei welcher Temperatur welcher Prozess die maximale Leistung bringt.

2 Allgemeines

2.1 Konzept zur Grobauslegung von Abwärmeprozessen

Es ist nicht einfach ein allgemein gültiges Konzept für die Auslegung von Abwärmeprozessen zu definieren. Erstens stellt sich natürlich die Frage wie weit das Abgas abgekühlt werden soll, um die maximale Leistung zu erhalten. Die maximale Abkühlung bis zum Säuretaupunkt muss nicht heißen, dass man die größtmögliche Leistung erzielt. Dies hat den Grund, dass der Druck einen maximalen Wert, der durch die Steigung der Rauchgaskurve im T,s-Diagramm bestimmt ist, nicht überschreiten kann. Daraus folgt, dass durch das Nichtvorgeben der Austrittstemperatur des Rauchgases ein höherer Verdampfungsdruck möglich ist und somit eine höhere erzeugte elektrische Leistung.

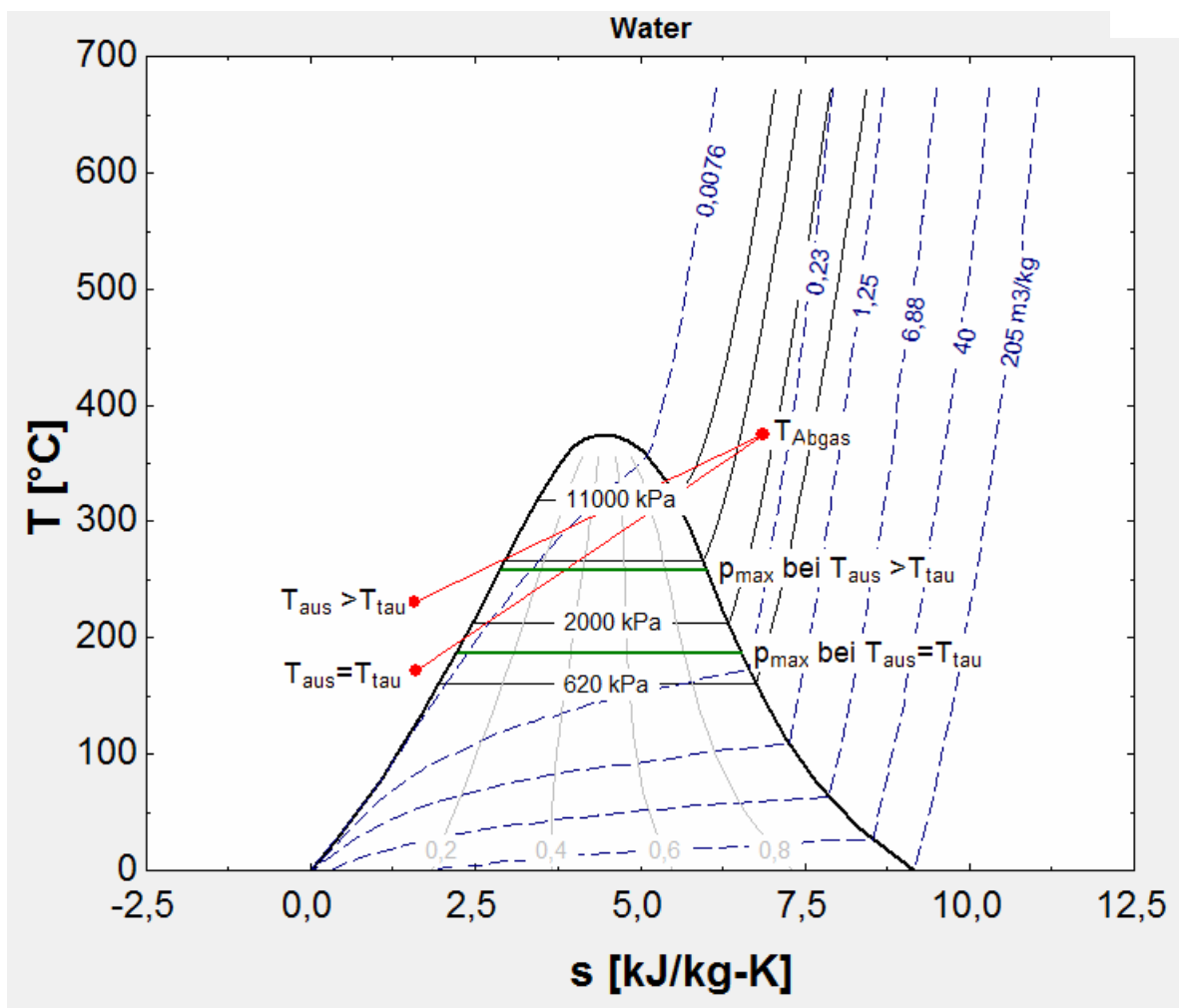


Abb. 1: Festlegung des Betriebsdrucks

Deshalb wurde bei den Wasser-Dampfkraftprozessen die Austrittstemperatur des Rauchgases nicht als Säuretaupunkt festgelegt, sondern ist als Freiheitsgrad definiert. Weiters muss bei den WDKP kein Thermoölkreislauf zur Sicherheit dazwischen geschaltet werden. Beim ORC - Prozess wird jedoch die Austrittstemperatur durch den Säuretaupunkt vorgegeben. Dabei soll die maximal mögliche Wärmemenge in den Thermoölkreislauf bzw. in den Prozess eingebracht werden.

Ebenfalls stellt sich die Frage, wie die Pinch-Points, die Approachtemperatur und das Subcooling-Temperaturniveau festgelegt werden, wobei man sich bei den WDKP nach Werten von GuD - Anlagen orientieren kann. Beim ORC – Prozess kann man sich auf Werte aus der Geothermie oder aus bereits in Betrieb befindlichen Anlagen beziehen. Besonders wichtig ist, dass die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasaustritt - und Thermoöleintrittstemperatur bzw. Rauchgaseintritt - und Thermoölaustrittstemperatur eine gewisse Temperaturdifferenz aus Sicherheitsgründen nicht unterschreitet. Genauer dazu findet man in Kapitel 6.3.3. Ein weiterer Punkt ist, dass jedes Thermoöl eine maximale Temperatur nicht überschreiten darf, weil es sonst zur thermischen Zerlegung des Thermoöls kommt.

Die erste Entscheidung die bei der Auslegung eines ORC – Prozesses getroffen werden muss, ist die Auswahl des Arbeitsmittels. Die wichtigsten Unterschiede zu Wasser sind die niedrigen kritischen Punkte, die thermo – physikalischen Eigenschaften und die niedrigere Verdampfungsenthalpie. Diese niedrigen kritischen Punkte und die niedrige Verdampfungstemperatur machen den Prozess erst möglich und wirtschaftlich.

In Tabelle 2 werden die im Programm verwendeten Arbeitsmittel mit den wichtigsten Daten aufgeführt.

	CAS number	Molare Masse [kg/kmol]	T _{Krit} [K]	p _{Krit} [bar]
Isopentane	78-78-4	72.149	460.39	33.696
Isobutane	75-28-5	58.122	407.81	36.29
R245 fa	460-73-1	134.03	427.29	36.4
Pentane	109-66-0	72.149	469.7	33.70
Wasser	7732-18-5	18.015	647.1	220.64

Tab. 2: Arbeitsmittel für ORC-Prozesse

Bei ORC- Arbeitsmitteln unterscheidet man zwischen nassen, trockenen und isentropen Arbeitsmedien. Bei nassen Medien ist die Steigung der Sattedampfkurve negativ, bei trockenen positiv und bei isentropen Arbeitsmitteln ist die Steigung nahezu senkrecht.

Organische Arbeitsfluide kommen aus der Gruppe der Paraffine, Aromaten, heterozyklischen Verbindungen und Alkohole. Weiters kann man diese als Reinstoff oder als Gemisch verwenden, wobei das Gemisch durch den nicht- isothermen Verdampfungsvorgang eine bessere Anpassung an die Wärmequelle ermöglicht. Wenn man retrograde Arbeitsfluide verwendet, wird bei der Entspannung die Taulinie nicht überschritten und somit steigt mit der Entspannung die Überhitzung. Ein weiterer Vorteil ist, dass dadurch Turbinenerosion durch Tropfenschlag verhindert wird [14].

Bei der Auswahl der Arbeitsfluide spielen nicht nur die thermo – physikalischen Eigenschaften sondern auch der Einfluss auf die Umwelt, die Gesundheit der Angestellten und Sicherheitsaspekte eine Rolle. Diese Arbeit berücksichtigt nur trockene Fluide.

Vorteile Eindruckprozess:

- Kein aggressives und/oder umweltschädliches Arbeitsmittel, daher geringerer Dichtungsaufwand.
- Kein Thermoölkreislauf zwischen Rauchgas und Dampfkreislauf, da hier Wasser als Arbeitmedium verwendet wird.
- Höherer thermischer Wirkungsgrad als beim ORC – Prozess.
- Bei hohen Temperaturen ($> 400^{\circ}\text{C}$) können Eindruckprozesse aufgrund des begrenzten Betriebsbereichs des Thermoöls einer ORC – Anlage sinnvoller betrieben werden.
- Keine Sonderturbinen wie beim ORC – Prozess notwendig.

Vorteile Zweidruckprozess:

- Kein Zwischenkreislauf.
- Thermischer Wirkungsgrad ist höher als beim ORC – Prozess.
- Höhere Leistungsausbeute als beim Eindruckprozess, da durch das geteilte Druckniveau das Abgas weiter abgekühlt werden kann.
- Auch Zweidruckprozesse können bei höheren Temperaturen ($>400^{\circ}\text{C}$) sinnvoller betrieben werden als ORC – Anlagen.
- Wie beim Eindruckprozess sind natürlich auch beim Zweidruckprozess keine Sonderturbinen notwendig.

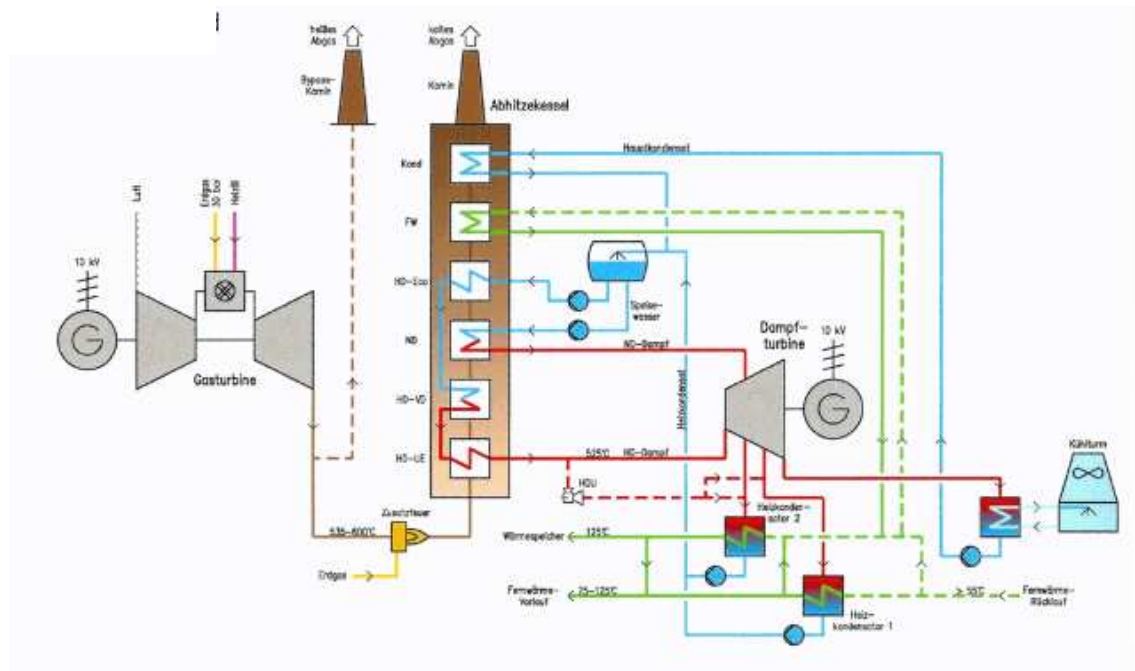


Abb. 2: GuD – Anlage in Braunschweig

Vorteile ORC – Prozess:

- Verdampfungstemperaturen durch die speziellen Arbeitsmittel sehr niedrig.
- Bei niederen Temperaturen ($<300^{\circ}\text{C}$) höhere Leistungsausbeute als beim Dampfkraftprozess (abhängig vom Arbeitsmedium).
- Niedrige Betriebskosten.
- Einfacherer, kleinerer und Aufbau der Anlage im Gegensatz zum WDKP.
- Hohe Zuverlässigkeit.

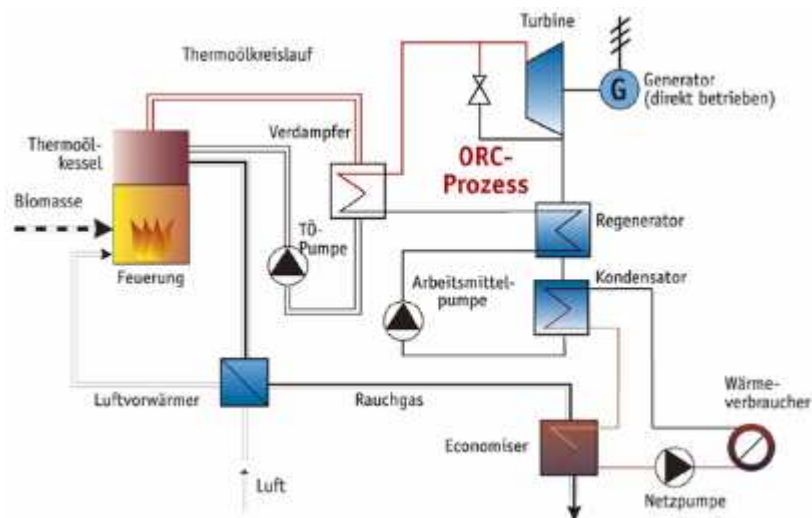


Abb. 3: Abwärmenutzung anhand eines ORC – Prozesses bei der Stadtwärme Lienz [28]

2.2 Simulation von Abwärmenutzungsprozessen an einem Zementwerk

2.2.1 Schema eines Zementwerks [37]

In der unteren Abb. 4 sieht man den schematischen Ablauf einer Zementherstellung. Es wird ein Überblick über die wichtigsten Prozesse vom Ausgangsstoff bis zum Endprodukt gegeben:

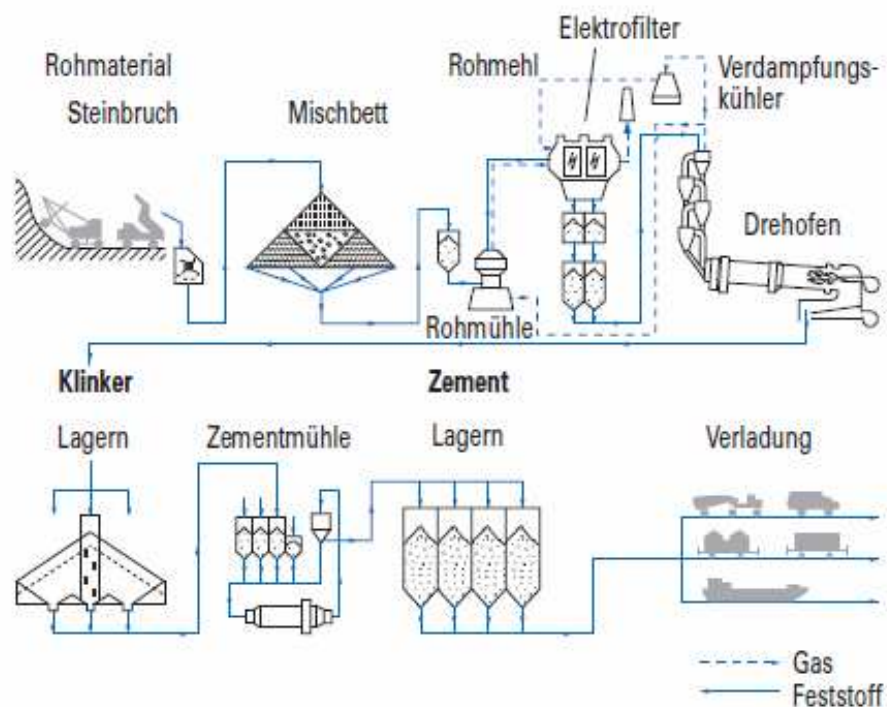


Abb. 4: Schematischer Ablauf der Zementherstellung

Die wichtigsten Stoffe zur Zementherstellung sind Kalkstein, Kreide, Ton und ihr natürliches Gemisch, der Kalksteinmergel. Sie werden hauptsächlich durch Sprengung gewonnen und anschließend von Brechern zu Schotter zerkleinert. Um die Qualität des Zements sicherzustellen muss die Zusammensetzung des ofenfertigen Rohguts möglichst gleichbleibend sein. Dies wird durch zwei oder mehrere rechteckige oder kreisförmige so genannte Mischbettsilos realisiert. Der Rohschotter wird schichtweise nach unterschiedlichem Muster aufgeschüttet und dann quer zu den Schichten abgetragen. Mit dieser Methode lässt sich eine relativ gleichmäßige Zusammensetzung des Rohschotters erreichen. Danach kommt das Rohmaterial in die Mahltrocknungsanlage. Dabei wird während des Zerkleinerns das Mahlgut durch Brennofenabgase getrocknet, welche durch die Mahlanlage gesaugt werden.

Um weitere Unregelmäßigkeiten in der Zusammensetzung auszugleichen bestehen zwei Möglichkeiten: Das Rohmehl kann durch Luft fluidisiert und im Fließbett umgewälzt oder durch Luftförderung über mehrere Silos im Kreislauf gefördert werden.

Danach erfolgt das Brennen des Rohmehls. Heute werden Drehrohröfen zur Herstellung von Zementklinker verwendet. Drehrohröfen sind unter einem Winkel von 3° bis 4° geneigte liegende, feuerfest ausgemauerte Rohre, die sich mit 1,3 bis 3,5 Umdrehungen in der Minute drehen. Vorher wird das Rohmehl durch Abgase in Vorwärmanlagen auf ca. 800°C am Ofeneingang erwärmt. Dabei wird durch eine chemische Reaktion dem Kalk die Kohlensäure entzogen. Aufgrund der Drehbewegung und Neigung des Drehrohrs bewegt sich Brenngut vom Ofeneinlauf zu den am Ofenauslauf installierten Brenners. In der so genannten Sinterzone wird das Brenngut bei bis zu 1450 °C gesintert, wobei Gastemperaturen bis zu 2000 °C möglich sind. Danach verlässt der Klinker den Drehrohröfen und wird durch einen nachgeschalteten Kühler auf 80°C – 200°C abgekühlt. Nach diesen Vorgängen wird der Klinker in Silos oder geschlossenen Hallen gelagert, um Emissionen von Klinkerstaub möglichst zu vermeiden. Um die Erstarrung regeln zu können wird dem Mahlgut Gipsstein oder ein Gips-Anhydrit-Gemisch beigemischt. Durch Vermahlen dieses Gemisches lässt sich die Korngrenzenverteilung der einzelnen Bestandteile nicht beeinflussen. Die Vermahlung kann aber auch getrennt erfolgen, was zu einer besseren Kontrolle führt. Durch Mischen der einzelnen Komponenten erhält man schließlich das Endprodukt Zement. Eine sehr unangenehme Eigenschaft des Zements ist, dass er hygroskopisch ist, d. h. der Zement nimmt ziemlich schnell Feuchtigkeit auf, auch aus der Luft. Um das Erhärten durch Aufnahme von Feuchtigkeit zu verhindern wird der Zement in Silos trocken gelagert.

Da hier Prozesse für die Abwärmenutzung simuliert werden, muss man sich genauer mit dem Rostkühler beschäftigen:

2.2.2 Rostkühler

Zur Kühlung des Klinkers werden Rostkühler, Satelliten- oder Planetenkühler und Rohrkühler eingesetzt. Der Vorteil des Rostkühlers sind die geringeren Klinkerendtemperaturen und geringere Abstrahlverluste, weshalb dieser Kühler sehr häufige Anwendung in der Industrie findet. Bei einem Rostkühler wird das auf einem Transportrost bewegte Klinkerbett mit Luft im Querstrom gekühlt. Die Kühlung des Klinkers lässt sich durch mehrere Gebläse unterhalb des Rostes optimieren. Dadurch können in den

verschiedenen Temperaturzonen des Kühlers unterschiedliche Luftdurchsätze eingestellt werden. Der Großteil der aufgeheizten Kühlluft wird als Verbrennungsluft im Ofen (Sekundärluft) verwendet. Die überschüssige Luftmenge wird als Kühlerabluft oder als Mittenabzug abgeleitet, welche zusätzlich zur Trocknung genutzt werden kann. Die heutigen Rostkühler erreichen Kühlerwirkungsgrade von bis zu 75 %. Durch die Lösung der prozess- und werkstofftechnischen Probleme, die bei Sekundärlufttemperaturen von 1000 °C bis 1100 °C auftreten können, ist eine weitere Wirkungsgradsteigerung möglich.

Bei dieser Simulation soll die Abwärme der Endluft und des Mittenabzugs so effizient wie möglich verstromt werden. Dabei wird angenommen, dass eine konstante Wärmeleistung von 20 MW_{th} zur Verfügung steht (Abb. 5).

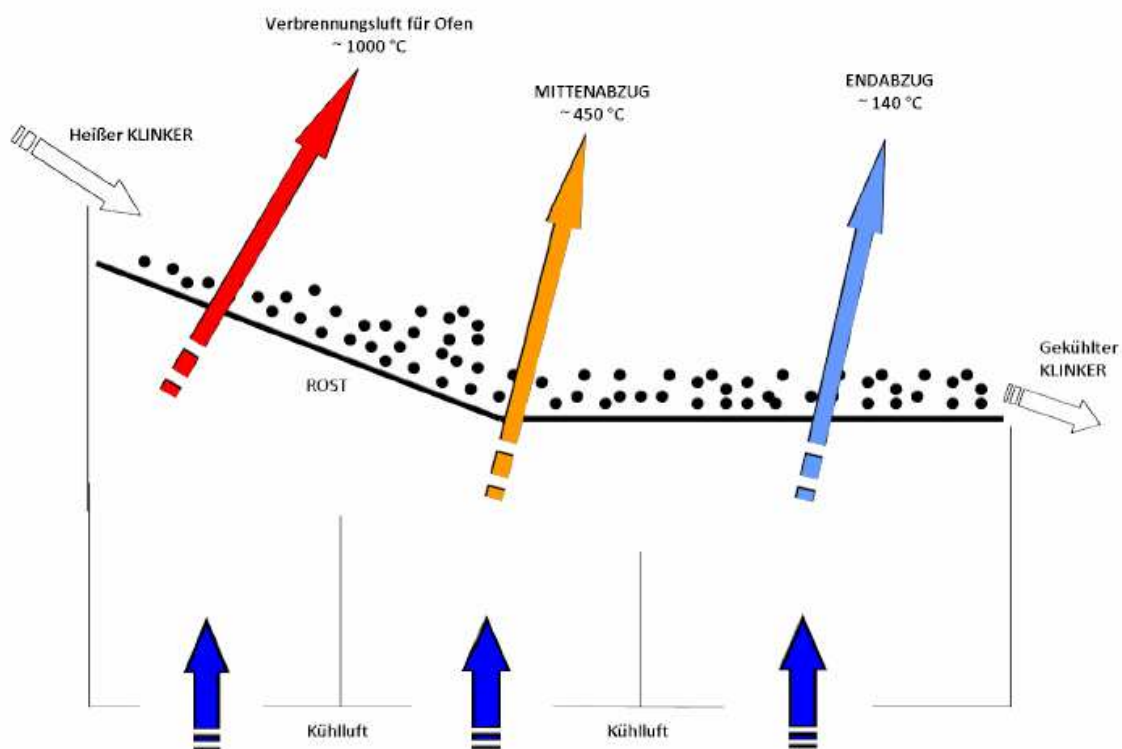


Abb. 5: Schema eines Rostkühlers [37]

3 Thermodynamische Modellierung

3.1 Thermodynamische Beschreibung des Abgases

In diesem Kapitel wird die Berechnung der im Programm benötigten thermodynamischen Größen des Abgases, welches die Wärmequelle darstellt bzw. die Säuretaupunktberechnung beschrieben. Je nach Industrieprozess besteht das Abgas aus verschiedenen chemischen Verbindungen, wobei Wasserdampf und SO_3 für den Säuretaupunkt relevant sind. Die Taupunkte bewegen sich je nach Abgas zwischen 100°C - 140°C . Hier wurde die Formel von Okkes verwendet, die wie folgt definiert ist:

$$T_{\text{tau}} = 365,6905 + 11,9864 \cdot \ln(p_{iW}) + 4,70336 \cdot \ln(p_{i\text{SO}_3}) + \left(0,446 \cdot \ln(p_{i\text{SO}_3}) + 5,2572\right)^{2,19} \quad [3.1]$$

In Gleichung [3.1] muss der Partialdruck in mmHg eingegeben werden, um den Säuretaupunkt in Kelvin zu erhalten.. Da in dem Programm aber bar verwendet wird ergibt sich folgende Gleichung:

$$T_{\text{tau}} = 365,6905 + 11,9864 \cdot \ln\left(\frac{p_{iW}}{0,00133}\right) + 4,70336 \cdot \ln\left(\frac{p_{i\text{SO}_3}}{0,00133}\right) + \left(0,446 \cdot \ln\left(\frac{p_{i\text{SO}_3}}{0,00133}\right) + 5,2572\right)^{2,19} \quad [3.2]$$

Beim Unterschreiten des Säuretaupunkts kondensiert schwefelige Säure aus, welche durch die Reaktion von Wasserdampf und Schwefeltrioxid entsteht. Dies führt zur Korrosion des Stahls, von Kunststoff und Verbundwerkstoffen aus hydraulischem Zement. Bei Anlagen führt dies zur Schädigung des Kamins und der Wärmetauscher. Im Programm wird bei T_{tau} mit der Einheit $^\circ\text{C}$ gerechnet.

Die molare Wärmekapazität bei konstantem Druck und die molare Entropie für die einzelnen Bestandteile des Abgases sind definiert als:

$$c_{p,\text{spez}}^0(T) / \mathfrak{R} = a_1 \cdot T^{-2} + a_2 \cdot T^{-1} + a_3 + a_4 \cdot T + a_5 \cdot T^2 + a_6 \cdot T^3 + a_7 \cdot T^4 \quad [3.3]$$

und

$$S_{p, \text{spez}}^0(T) / \mathfrak{R} = -a_1 \cdot \frac{T^{-2}}{2} - a_2 \cdot T^{-1} + a_3 \cdot \ln(T) + a_4 \cdot T + a_5 \cdot \frac{T^2}{2} + a_6 \cdot \frac{T^3}{3} + a_7 \cdot \frac{T^4}{4} + b \quad [3.4]$$

Diese Gleichungen wurden aus [23] entnommen, wobei a_1 bis a_7 und b Konstanten sind, \mathfrak{R} die universelle Gaskonstante und T die Temperatur in Kelvin. Dieser Artikel beinhaltet einen FORTRAN – Code welcher thermodynamische Eigenschaften berechnet. Ein VBA – Code für die Berechnung der integralen spezifischen Wärmekapazitäten stand am Institut für Energietechnik und Thermodynamik zur Verfügung, der um die Entropieberechnung erweitert wurde.

Die integrale spezifische Wärmekapazität und die Entropie lauten:

$$c_{p, \text{spez, integral}} = \frac{R}{T - T_0} \left(\left(-a_1 \cdot T^{-1} + a_2 \cdot \ln(T) + a_3 + a_4 \cdot \frac{T^2}{2} + a_5 \cdot \frac{T^3}{3} + a_6 \cdot \frac{T^4}{4} + a_7 \cdot \frac{T^5}{5} \right) - \left(-a_1 \cdot T_0^{-1} + a_2 \cdot \ln(T_0) + a_3 + a_4 \cdot \frac{T_0^2}{2} + a_5 \cdot \frac{T_0^3}{3} + a_6 \cdot \frac{T_0^4}{4} + a_7 \cdot \frac{T_0^5}{5} \right) \right) \quad [3.5]$$

und

$$S_{p, \text{spez}} = R \cdot \left(-a_1 \cdot \frac{T^{-2}}{2} - a_2 \cdot T^{-1} + a_3 \cdot \ln(T) + a_4 \cdot T + a_5 \cdot \frac{T^2}{2} + a_6 \cdot \frac{T^3}{3} + a_7 \cdot \frac{T^4}{4} \right) + b \quad [3.6]$$

$c_{p, \text{spez, integral}}$ wird auf $T_0=273,15$ K bezogen. Die universale Gaskonstante wird durch die spezifische Gaskonstante der einzelnen Gaskomponenten ersetzt. Die beiden obigen Gleichungen sind nur für eine Gaskomponente definiert, d.h. $c_{p, \text{mix, integral}}$ und $S_{\text{abs, mix}}$ werden durch das Gesetz der idealen Gasmischung berechnet. In vorliegenden Programm werden 13 verschiedene Gaskomponenten berücksichtigt deren Volumsanteile in eine VBA – programmierte Maske eingegeben werden müssen.

$$c_{p, \text{mix, integral}} = \sum (\zeta_{\text{spez}} \cdot c_{p, \text{spez, integral}}) \quad [3.7]$$

Die integrale spezifische Wärmekapazität wird laut Gleichung [3.7] berechnet, wobei ζ_{spez} der Massenanteil der einzelnen Gaskomponenten ist.

$$S_{abs,mix} = \sum (\zeta_{spez} \cdot S_{p,spez}) - R_{mix} \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) - S_{mix} \quad [3.8]$$

Gleichung [3.8] zeigt die absolute spezifische Entropie der Mischung. R_{mix} ist die spezifische Gaskonstante der Mischung und S_{mix} beschreibt die Abweichung aufgrund der Mischung verschiedener Komponenten, wobei x_{spez} die Volumsanteile der einzelnen Komponenten darstellt.

$$S_{mix} = -R_{mix} \cdot \sum x_{spez} \cdot \ln(x_{spez}) \quad [3.9]$$

3.2 Thermodynamische Modellierung der Prozesse

Bei der Berechnung aller Prozesse werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Wärmetauscher bzw. der Wärmeübergang wird als ideal angenommen.
- Keine Druck- und Wärmeverluste.
- Adiabate Expansion in der Turbine und Kompression der Pumpe.
- Quasistationärer Zustand in allen Komponenten der Anlage.
- Turbinen und Pumpen werden als irreversibel angenommen und dies wird durch den isentropen Wirkungsgrad berücksichtigt.

Hier wird nur die Kühlung durch Wasser berücksichtigt. Weiters sind alle Wärmetauscher in Gegenstromausführung geschaltet.

3.2.1 Wasserdampfkraftprozesse

Bei den WDKP wird im Gegenteil zu den ORC – Prozessen die spezifische Wärmekapazität des Rauchgases als konstant angenommen. Der Grund dafür ist, dass beim ORC – Prozess der Taupunkt als Austrittstemperatur definiert ist und somit die spezifischen Wärmekapazitäten bei der Ein – und Austrittstemperatur des Abgases automatisch im VBA – Programm errechnet und an EES geschickt werden. Beim Dampfkraftprozess wird die Austrittstemperatur des Abgases erst im EES berechnet. Würde man die spezifische Wärmekapazität bei den WDKPs nicht als konstant annehmen würde sich der

Programmieraufwand sehr erhöhen. Da sich die spezifische Wärmekapazität über den betrachteten Temperaturbereich relativ wenig ändert, lohnt sich dieser erhöhte Programmieraufwand nicht. Die Endnässe am Austritt der Niederdruckturbine soll zwischen 10% - 15% liegen.

3.2.1.1 Eindruckprozess ohne KV

Den Aufbau eines Dampfkraftprozesses ohne Kondensatvorwärmung sieht man in Abb. 6. Im Gegensatz zum ORC – Prozess muss hier eine Überhitzung erfolgen. Dabei wird das Wasser im Eco vorgewärmt, im Verdampfer erfolgt der Verdampfungsvorgang und im Überhitzer wird dann schlussendlich überhitzter Dampf erzeugt. Mit den beiden Turbinen wird die Energie durch Expansion erzeugt, die den Generator antreibt und die elektrische Energie produziert. Zwischen den beiden Turbinen wird eine kleine Menge des Dampfes abgezweigt die zum Speisewasserbehälter geführt wird, welche für die Entgasung des Kondensats notwendig ist. Der Kreisprozess wird durch die Kondensation geschlossen.

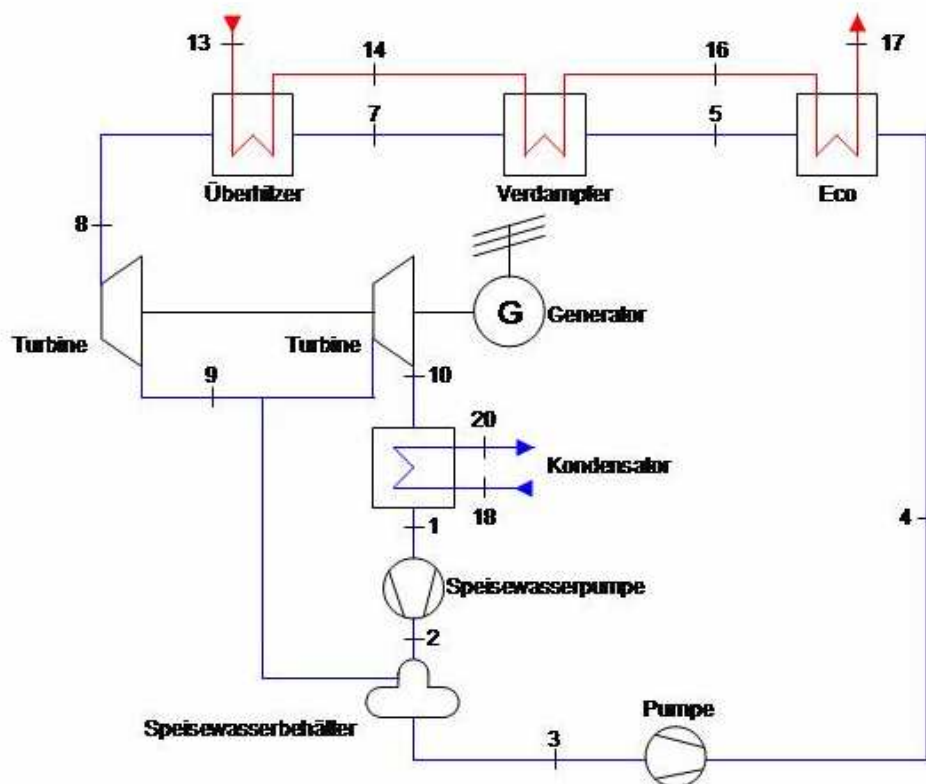


Abb. 6: Prozessschaltbild Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung

Die mit dem Abgas transportierte Energie wird definiert als die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt des betrachteten Systems. Der verfügbare Wärmestrom ist daher definiert als:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{Abgas} \cdot (h_{RG,Ein} - h_{RG,Aus}) \quad [3.10]$$

Mit der über den gesamten Temperaturbereich angenommenen konstanten isobaren spezifischen Wärmekapazität erhält man beim WDKP ohne Kondensatvorwärmung folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{13} - T_{17}) \quad [3.11]$$

Die den Dampfprozess zugeführte Wärmemenge beträgt:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_8 - h_4) \quad [3.12]$$

Die von den beiden Dampfturbinen erzeugten Turbinenleistungen ergeben sich zu:

$$P_{t,HDT} = \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_8 - h_9) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.13]$$

und

$$P_{t,NDT} = \dot{m}_{D,NDT} \cdot (h_9 - h_{10}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.14]$$

Die Speisewasserpumpenleistung ist definiert als:

$$P_{t,P,K} = \frac{\dot{m}_{D,NDT} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.15]$$

und die der Pumpe nach dem Speisewasserbehälter:

$$P_{t,P,S} = \frac{\dot{m}_{D,ges} \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.16]$$

Der thermische Wirkungsgrad ist definiert als:

$$\eta_{th} = \frac{\sum P_{t,T} - \sum P_{t,P}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{13} - T_{17})} \quad [3.17]$$

oder

$$\eta_{th} = \frac{P_{Brutto}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{13} - T_{17})} \quad [3.18]$$

Der durch den Kondensator abgeführte Wärmestrom ist:

$$\dot{m}_{D,NT} \cdot (h_{10} - h_1) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{20} - T_{18}) \quad [3.19]$$

Für alle betrachteten Prozesse ist die Wärmekapazität des Kühlwassers über die ganze Kondensation konstant und ist im Programm bei der Eintrittstemperatur des Kühlwassers definiert. Die folgende Gleichung ist für die Bestimmung des oberen Drucklevels notwendig:

$$\Delta T_{\tilde{U}} = T_{13} - T_8 \quad [3.20]$$

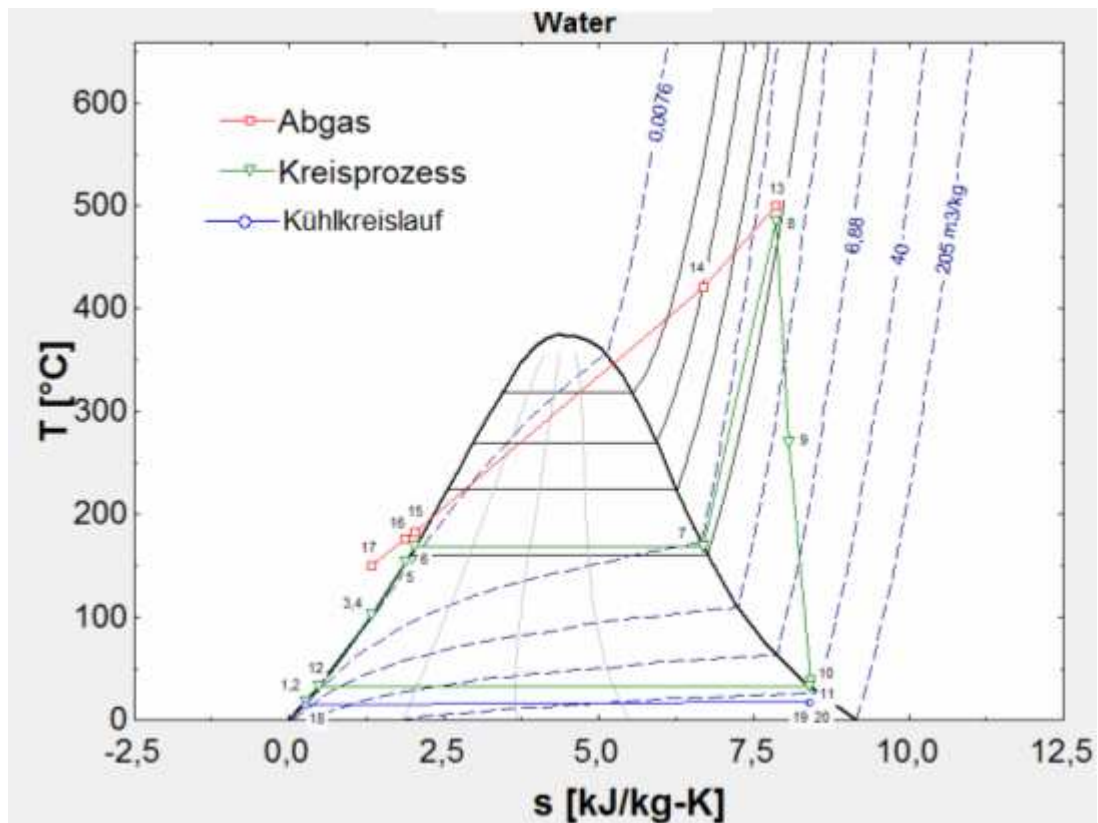


Abb. 7: T,s-Diagramm Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung

3.2.1.2 Eindruckprozess mit KV

Dieser Prozess unterscheidet sich vom obigen nur dadurch, dass nach dem Eco ein weiterer Wärmetauscher in den Rauchgasstrom geschaltet wird. Dies führt dazu, dass das Rauchgas weiter abgekühlt wird und dadurch mehr Leistung produziert wird.

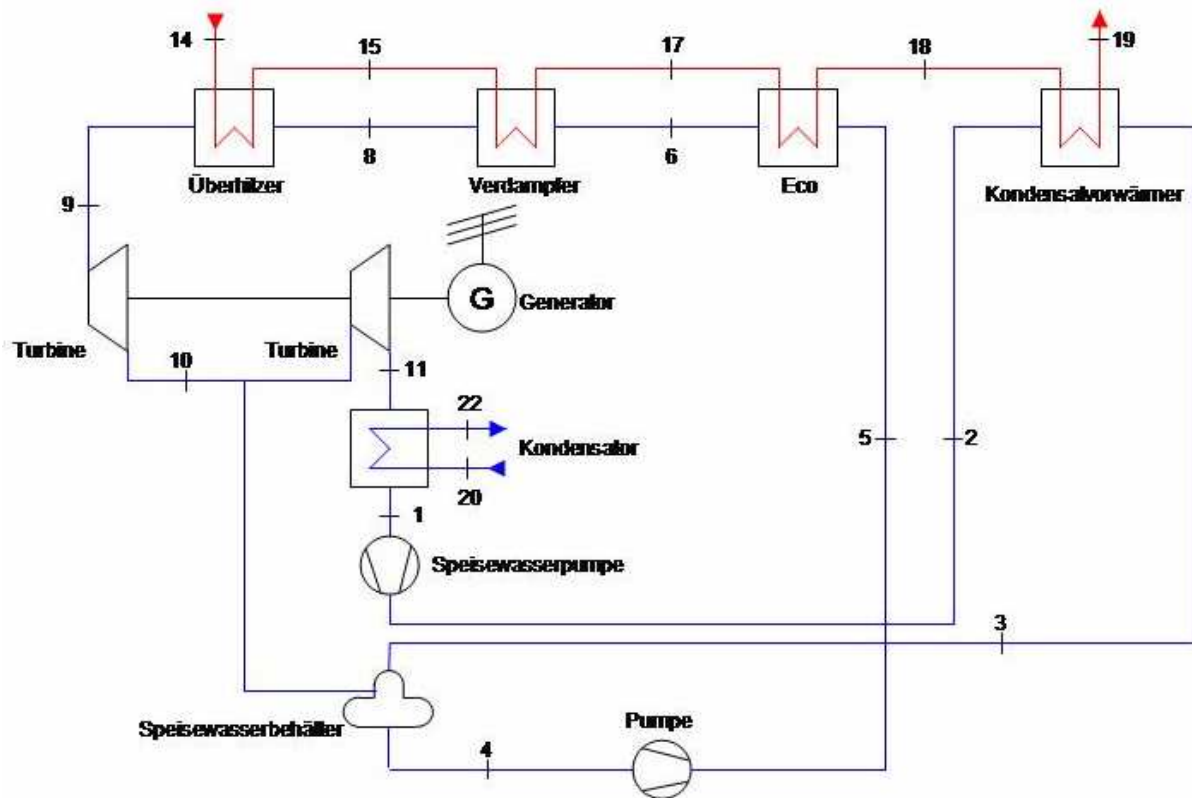


Abb. 8: Prozessschaltbild Eindruckprozesses mit Kondensatvorwärmung

Die enthaltene Wärmemenge des Rauchgases ist unabhängig vom Prozessaufbau und daher analog definiert wie beim WDKP ohne Kondensatvorwärmung, wobei sich die Zustände von 13 und 17 auf 14 und 19 verschieben. Die dem Prozess zugeführte Wärmemenge ist nun auf andere Zustände bezogen und folgendermaßen definiert:

$$\dot{Q}_{in} = m_{D,ges} \cdot (h_9 - h_5) \quad [3.21]$$

Bei den von den beiden Turbinen erzeugten Leistungen verschieben sich die Zustände von 8 und 9 auf 9 und 10 bzw. von 9 und 10 auf 10 und 11:

$$P_{t,HDT} = m_{D,ges} \cdot (h_9 - h_{10}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.22]$$

und

$$P_{t,NDT} = m_{D,NDT} \cdot (h_{10} - h_{11}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.23]$$

Die Speisewasserpumpenleistung ist analog definiert wie in Kapitel 3.2.1.1, bei der Pumpe nach dem Speisewasserbehälter verschieben sich die Zustände folgendermaßen:

$$P_{t,P,S} = \frac{\dot{m}_{D,ges} \cdot (h_5 - h_4)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.24]$$

Der thermische Wirkungsgrad wird folgendermaßen berechnet:

$$\eta_{th} = \frac{\sum P_{t,T} - \sum P_{t,P}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{14} - T_{19})} \quad [3.25]$$

Die durch den Kondensator abgeführte Wärmemenge ist:

$$\dot{m}_{D,NDT} \cdot (h_{11} - h_1) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{22} - T_{20}) \quad [3.26]$$

Die folgende Gleichung wird zur Festlegung des Verdampferdrucks verwendet:

$$\Delta T_{\bar{U}} = T_{14} - T_9 \quad [3.27]$$

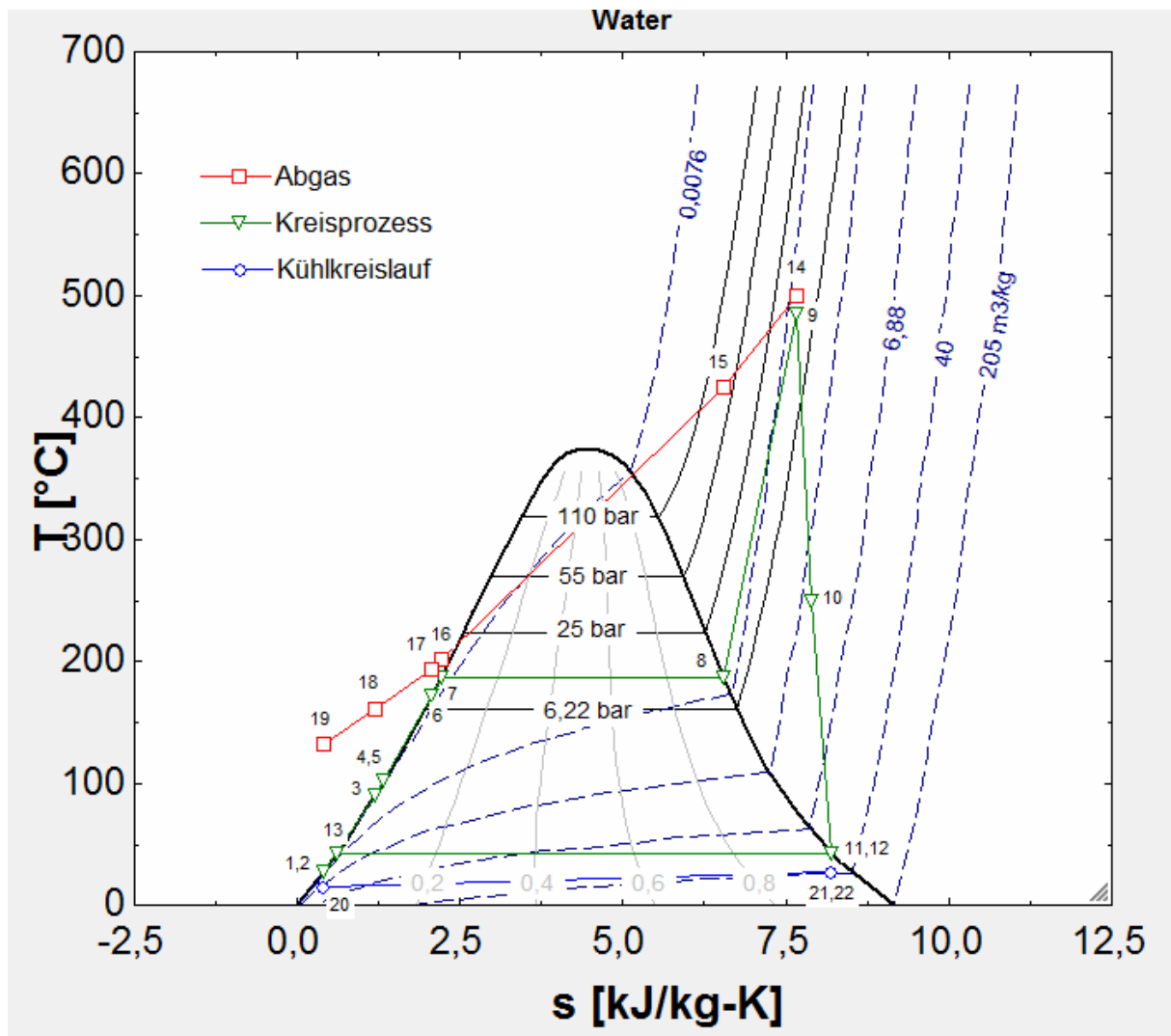


Abb. 9: T,s-Diagramm Eindrucksprozesses mit Kondensatvorwärmung

3.2.1.3 Zweidruckprozess ohne KV

Dieser Prozess besteht aus einem Hochdruckteil und einem Niederdruckteil. Eine Teilmenge wird bei höherem Druck verdampft, der Rest bei niedrigerem Druck. Dabei wird die Dampfmenge aus dem Niederdruckteil zwischen Hochdruck- und Mitteldruckturbine eingebracht. Weiters wird das Rauchgas weiter abgekühlt als beim Eindrucksprozess. Eine kleine Dampfmenge wird wie beim Eindrucksprozess nach der Mitteldruckturbine zur Entgasung abgezweigt. Wie in Abb. 10 zu sehen ist, wird der ganze Massenstrom über den Niederdruck – Economiser geführt, d. h. erst nach dem Niederdruck – Eco wird ein Teil zum Hochdruck – Eco bzw. zum Niederdruckverdampfer geleitet. Dies hat den Grund, dass das Rauchgas mehr abgekühlt und somit eine größere Wärmemenge eingebracht werden kann. Daraus folgt dass auch mehr Leistung erzeugt wird. Im T, s – Diagramm wird das durch eine steilere Rauchgaskurve im Bereich des Niederdruck – Eco ersichtlich. Die Energie für den

Generator wird durch drei Turbinen erzeugt. Zum Schluss erfolgt wieder die Kondensation des Mediums.

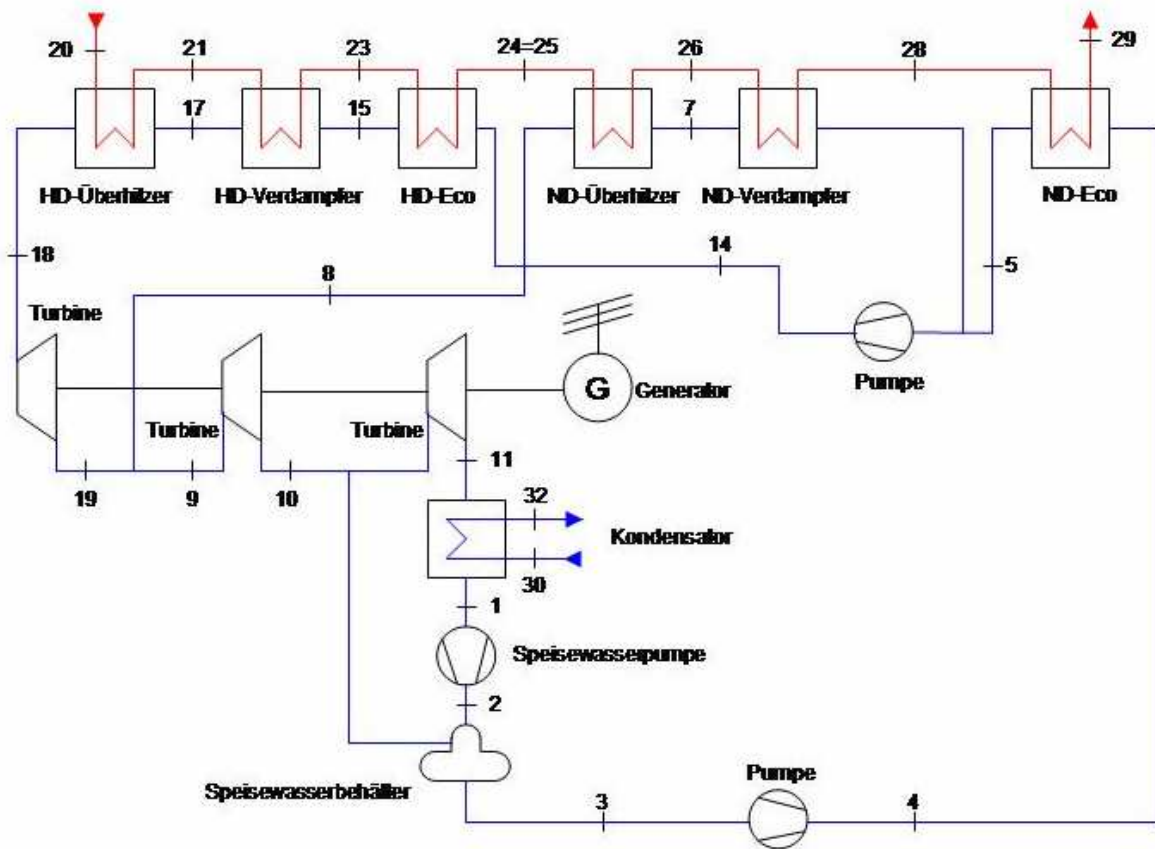


Abb. 10: Prozessschaltbild Zweidruckprozesses ohne Kondensatvorwärmung

Die Gleichung für den dem Rauchgas entnommenen Wärmestrom lautet:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{20} - T_{29}) \quad [3.28]$$

Der dem Hochdruckteil zugeführte Wärmestrom ist definiert als:

$$\dot{Q}_{HD} = \dot{m}_{D,HD} \cdot (h_{18} - h_{14}) \quad [3.29]$$

Für den Niederdruckteil lautet die Gleichung:

$$\dot{Q}_{ND} = \dot{m}_{D,ND} \cdot (h_8 - h_5) + \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_5 - h_4) \quad [3.30]$$

Die Turbinenleistung der Hochdruckdampfturbine lautet:

$$P_{t,HDT} = \dot{m}_{D,HD} \cdot (h_{18} - h_{19}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.31]$$

Von der Mitteldruckturbine wird folgende Leistung abgeliefert:

$$P_{t,MDT} = \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_9 - h_{10}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.32]$$

und die Niederdruckturbine liefert folgende Leistung:

$$P_{t,NDT} = \dot{m}_{D,NDT} (h_{10} - h_{11}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.33]$$

Die Speisewasserpumpenleistung ist:

$$P_{t,P,K} = \frac{\dot{m}_{D,NDT} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.34]$$

und die Leistung der Pumpe nach dem Speisewasserbehälter ist:

$$P_{t,P,S} = \frac{\dot{m}_{D,ges} \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.35]$$

Die Pumpe im Hochdruckteil benötigt folgende Leistung:

$$P_{t,P,HD} = \frac{\dot{m}_{D,HD} (h_{14} - h_5)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.36]$$

Der thermische Wirkungsgrad lautet:

$$\eta_{th} = \frac{\sum P_{t,T} - \sum P_{t,P}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{20} - T_{29})} \quad [3.37]$$

Die durch den Kondensator abgeführte Wärmemenge lautet:

$$\dot{m}_{D,NDT} \cdot (h_{11} - h_1) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{32} - T_{30}) \quad [3.38]$$

Um die beiden oberen Druckniveaus zu finden sind die beiden folgenden Gleichungen wichtig:

$$\Delta T_{U,HD} = T_{20} - T_{18} \quad [3.39]$$

$$\Delta T_{U,ND} = T_{24} - T_8 \quad [3.40]$$

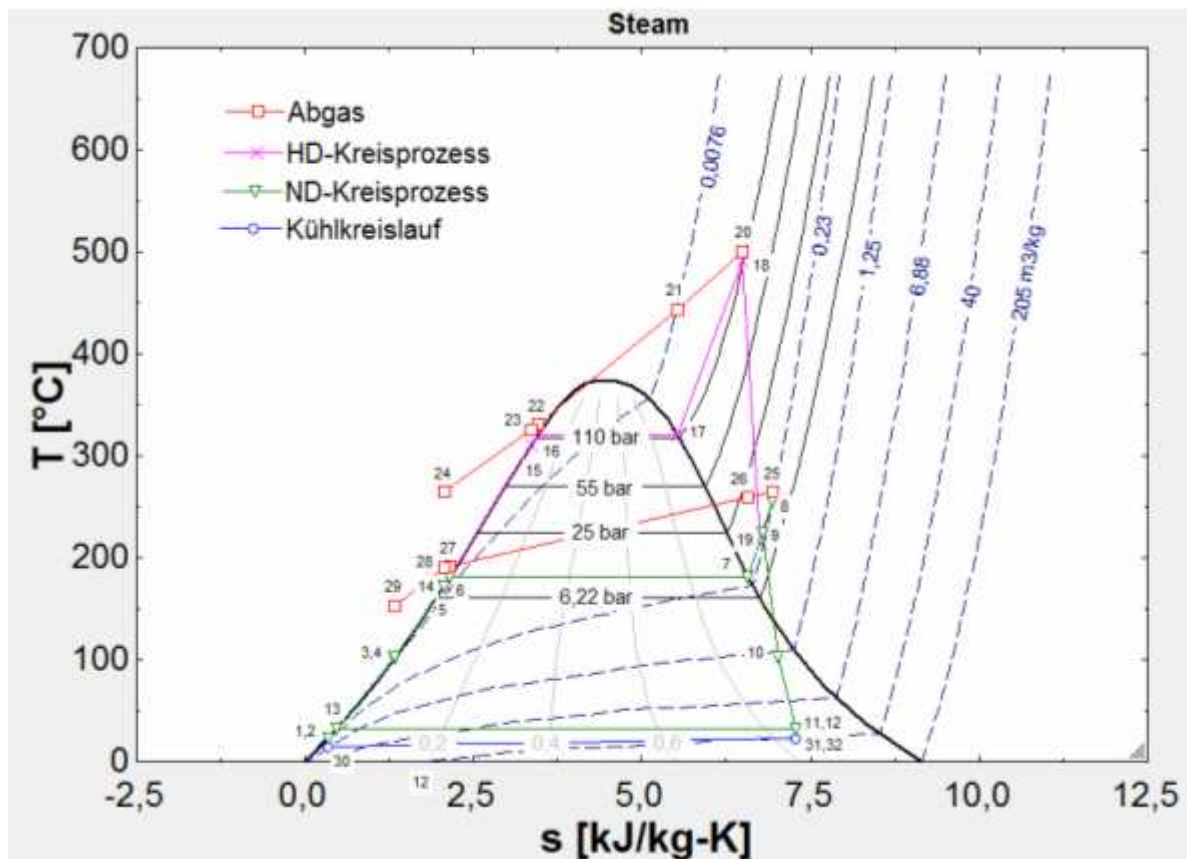


Abb. 11: T,s-Diagramm Zweidruckprozesses ohne Kondensatvorwärmung

3.2.1.4 Zweidruckprozess mit KV

Der Aufbau unterscheidet sich vom obigen nur dadurch, dass nach dem Niederdruck – Eco ein Kondensatvorwärmer geschaltet ist. Dadurch kann das Rauchgas noch weiter abgekühlt werden und somit mehr Leistung erzeugt werden.

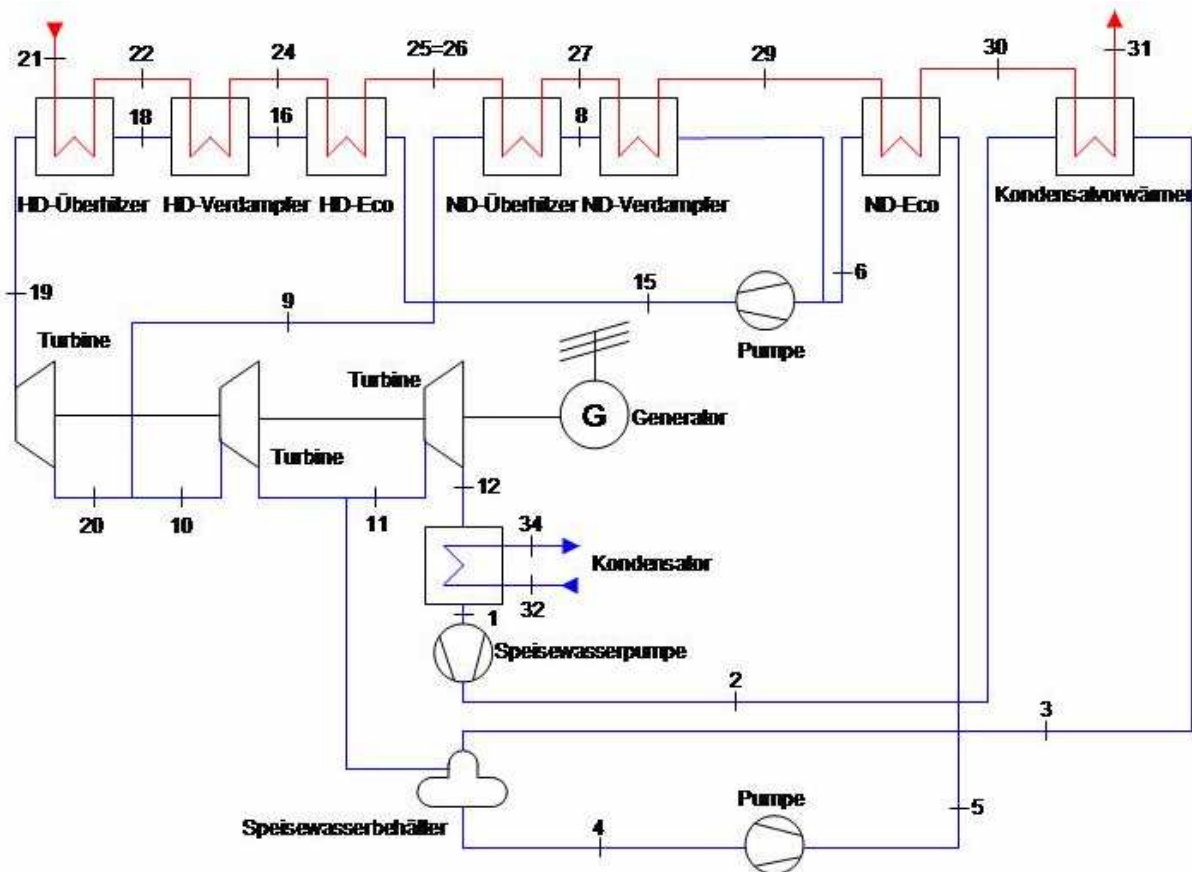


Abb. 12: Prozessschaltbild Zweidruckprozesses mit Kondensatvorwärmung

Der dem Rauchgas abgegebene Wärmestrom ist genauso definiert wie in Gleichung [3.28], aber die Zustände ändern sich von 20 auf 21 und von 29 auf 31.

Der dem Hochdruckteil zugeführte Wärmestrom ist definiert als:

$$\dot{Q}_{HD} = \dot{m}_{D,HD} \cdot (h_{19} - h_{15}) \quad [3.41]$$

Für den Niederdruckteil lautet die Gleichung:

$$\dot{Q}_{ND} = \dot{m}_{D,ND} \cdot (h_9 - h_6) + \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_6 - h_5) \quad [3.42]$$

Die Hochdruckdampfturbinenleistung ist:

$$P_{t,HDT} = \dot{m}_{D,HD} \cdot (h_{19} - h_{20}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.43]$$

Von der Mitteldruckturbine wird folgende Leistung geliefert:

$$P_{t,MDT} = \dot{m}_{D,ges} \cdot (h_{10} - h_{11}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.44]$$

und die Niederdruckturbinenleistung lautet:

$$P_{t,NDT} = \dot{m}_{D,NDT} (h_{11} - h_{12}) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.45]$$

Die Speisewasserpumpenleistung ist gleich definiert wie in Gleichung [3.34].

Für die Pumpen nach dem Speisewasserbehälter und im Hochdruckteil verschieben sich die Zustände folgendermaßen:

$$P_{t,P,S} = \frac{\dot{m}_{D,ges} \cdot (h_5 - h_4)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.46]$$

$$P_{t,P,HD} = \frac{\dot{m}_{D,HD} (h_{15} - h_6)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.47]$$

Der thermische Wirkungsgrad ist wie folgt definiert:

$$\eta_{th} = \frac{\sum P_{t,T} - \sum P_{t,P}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{pAbgas} \cdot (T_{21} - T_{31})} \quad [3.48]$$

Der abgeführte Wärmestrom vom Kondensator wird durch die folgende Gleichung beschrieben:

$$\dot{m}_{D,NT} \cdot (h_{12} - h_1) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{34} - T_{32}) \quad [3.49]$$

Die wichtigsten Gleichungen um die Drücke im Hoch – und Niederdruckteil zu finden lauten:

$$\Delta T_{\dot{U},HD} = T_{21} - T_{19} \quad [3.50]$$

$$\Delta T_{\dot{U},ND} = T_{25} - T_9 \quad [3.51]$$

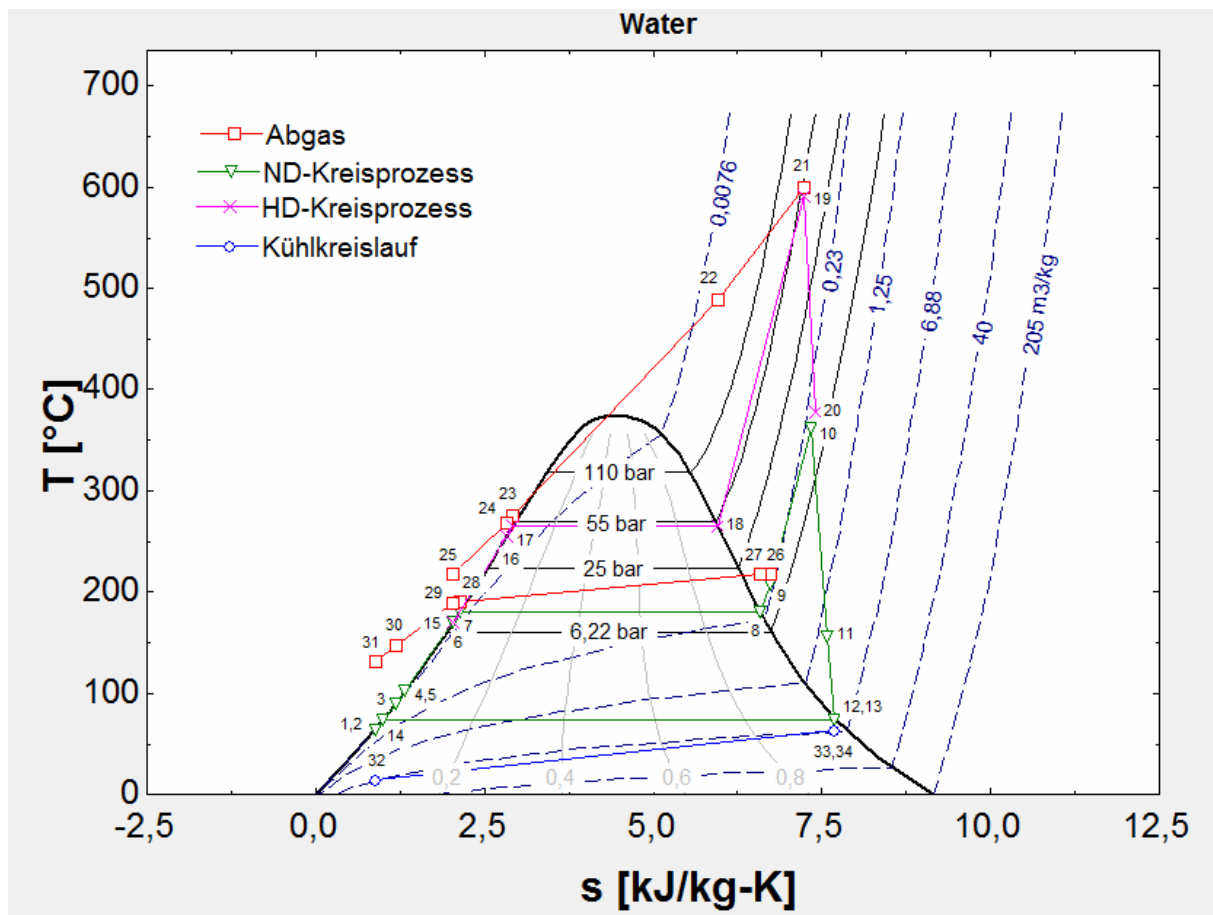


Abb. 13: T,s-Diagramm Zweidruckprozesses mit Kondensatvorwärmung

3.2.2 ORC – Prozess

Hier wird die Modellierung des ORC – Prozesses mit und ohne Überhitzung separat behandelt. Vorher wird aber noch auf die Thermodynamik des Thermoöls eingegangen. Hier wird wie oben erwähnt, die spezifische Wärmekapazität nicht als konstant angenommen.

Thermoöl

Wie schon oben erwähnt muss aus Sicherheitsgründen ein Thermoölkreislauf zwischen das wärmeabgebende und das Kreiprozessmedium geschaltet werden. Es ergibt sich auch ein konstruktiver Vorteil des Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauschers, wenn das Rauchgas unter Atmosphärendruck steht. Die spezifische Wärmekapazität des Thermoöl kann nicht als konstant angenommen werden, da sie sich über den betrachteten Temperaturbereich stark ändert. Drescher [8] gibt folgende Formel für das Thermoöl Mobiltherm 603 zur Berechnung der spez. Wärmekapazität in kJ/kgK an:

$$c_{thermo} = 0,0036 \cdot T_{TOE} + 0,8184 \quad [3.52]$$

Da diese nur von der Temperatur abhängt, kann man das Thermoöl als inkompressibles Medium annähern. Um einen chemischen Abbau zu verhindern wird die maximale Thermoölaustrittstemperatur mit 285°C limitiert [8]. Die Entropiedifferenz eines inkompressiblen Mediums berechnet man laut Baehr auf folgende Weise:

$$\Delta s = s(T_2) - s(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot \frac{dT}{T} \quad [3.53]$$

Setzt man die Gleichung [3.51] in [3.52] ein, ergibt sich:

$$\Delta s = 0,0036 \cdot (T_2 - T_1) + 0,8184 \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad [3.54]$$

Die Gleichung [3.53] wird zur Berechnung des Exergieverlusts an den Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauschern herangezogen.

3.2.2.1 ORC – Prozess ohne Überhitzung

Der ORC – Prozess hat einen ähnlichen Aufbau wie der Dampfprozess. Die im Abgas enthaltene thermische Energie wird auf das Thermoöl übertragen. Das ORC – Fluid wird durch den vom Thermoölkreislauf übertragenen Wärmestrom verdampft. Danach wird durch Expansion des Mediums in der Turbine der Generator angetrieben. Schlussendlich wird durch Kondensation der Kreislauf wieder geschlossen.

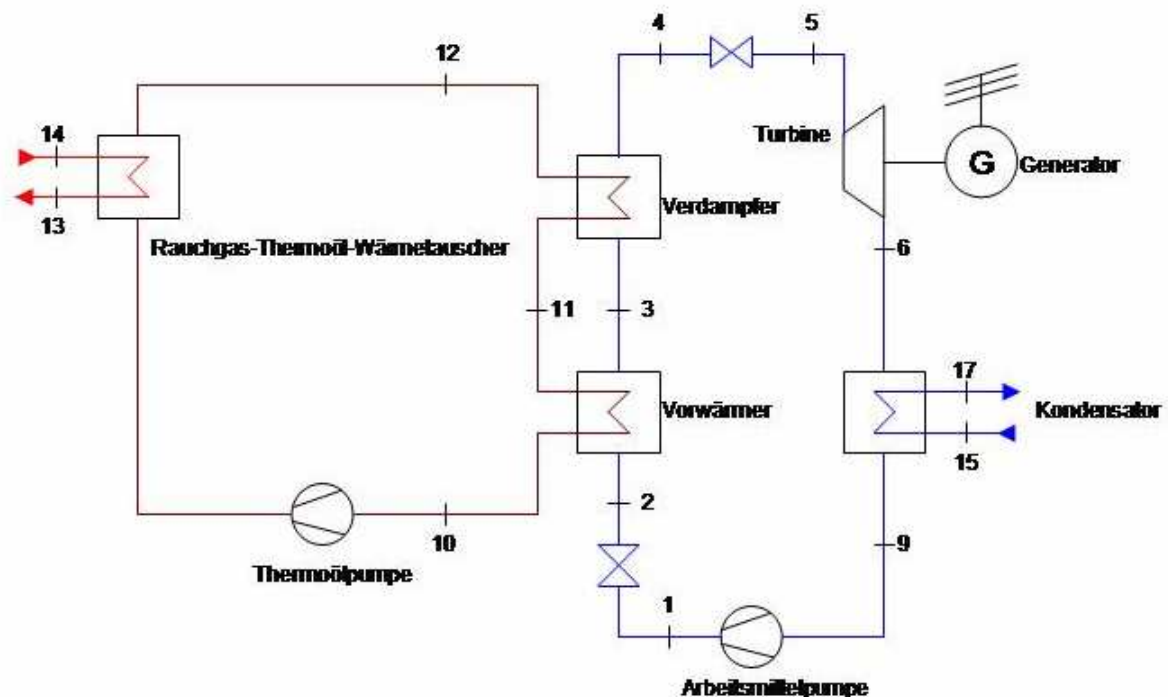


Abb. 14: Prozessschaltbild ORC ohne Überhitzung

Der vom Abgas abgegebene Wärmestrom wird definiert als die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt. Der vom Abgas abgegebene Wärmestrom wird mittels der folgenden Beziehung berechnet:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{Abgas} \cdot (c_{pAbgas,ein} \cdot T_{14} - c_{pAbgas,aus} \cdot T_{13}) \quad [3.55]$$

Aus Sicherheitsgründen ist hier ein Thermoölkreislauf integriert, wobei der vom Abgas abgegebene Wärmestrom gleich dem vom Thermoölkreislauf aufgenommenen ist:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{TOE} \cdot (0,0018 \cdot (T_{12}^2 - T_{10}^2) + 0,8184 \cdot (T_{12} - T_{10})) \quad [3.56]$$

Der in den ORC – Prozess eingebrachte Wärmestrom ist definiert als:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_2) \quad [3.57]$$

Weiters lautet die Beziehung für die spezifische Turbinenarbeit:

$$w_{t,T} = (h_5 - h_6) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.58]$$

und die spezifische Pumpenarbeit:

$$w_{t,P} = \frac{(h_1 - h_9)}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.59]$$

Der thermische Wirkungsgrad ist definiert als:

$$\eta_{th} = \frac{w_{t,T} - w_{t,P}}{h_4 - h_2} \quad [3.60]$$

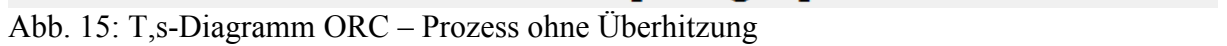
Der durch den Kondensator abgeführte Wärmestrom ist:

$$\dot{m}_{AM} \cdot (h_6 - h_9) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{17} - T_{15}) \quad [3.61]$$

Das obere Druckniveau wird durch die folgende Gleichung festgelegt:

$$\dot{m}_{TOE} \cdot (0,0018 \cdot (T_{11}^2 - T_{10}^2) + 0,8184 \cdot (T_{11} - T_{10})) = \dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_2) \quad [3.62]$$

Diese Gleichung beschreibt die Energiebilanz am Vorwärmer. Der Pinch Point wird durch die Differenz zwischen $T_{11} - T_3$ bestimmt. Steigt b.z.w. sinkt nun T_{11} so muss nun auch T_3 (h_3) steigen oder sinken und somit das obere Druckniveau.



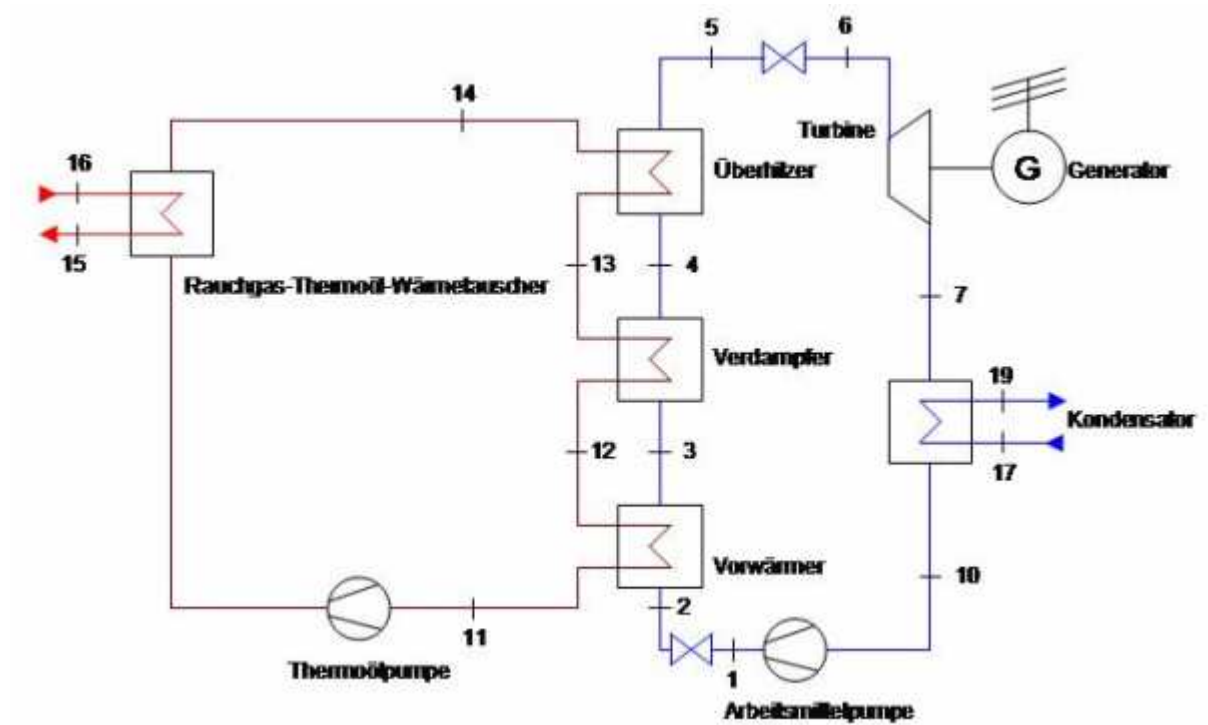


Abb. 16: Prozessschaltbild ORC mit Überhitzung

Die vom Rauchgas abgegebene und vom Thermoöl aufgenommene Wärme wird durch die Gleichungen [3.55] und [3.56] festgelegt. Die Zustände verschieben sich beim Rauchgas auf 15 und 16 und beim Thermoöl auf 14 und 11.

Die dem ORC – Prozess zugeführte Wärmemenge ist gegeben durch:

$$Q_{in} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_5 - h_2) \quad [3.63]$$

Bei der spezifischen, abgegebenen Turbinenarbeit verschieben sich die Zustände von 5 und 6 nach 6 und 7:

$$w_{t,T} = (h_6 - h_7) \cdot \eta_{T,el} \cdot \eta_{T,m} \quad [3.64]$$

Die spezifische Pumpenarbeit lautet mit den neuen Indizes:

$$w_{t,P} = \frac{(h_1 - h_{10})}{\eta_{P,el} \cdot \eta_{P,m}} \quad [3.65]$$

Daraus folgt der thermische Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = \frac{w_{t,T} - w_{t,P}}{h_5 - h_2} \quad [3.66]$$

Die durch den Kondensator abgeführte Wärmemenge lautet:

$$\dot{m}_{AM} \cdot (h_7 - h_{10}) = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{19} - T_{17}) \quad [3.67]$$

Um das obere Druckniveau zu finden ist folgende Gleichung notwendig:

$$\dot{m}_{TOE} \cdot (0,0018 \cdot (T_{12}^2 - T_{11}^2) + 0,8184 \cdot (T_{12} - T_{11})) = \dot{m}_{AM} \cdot (h_3 - h_1) \quad [3.68]$$

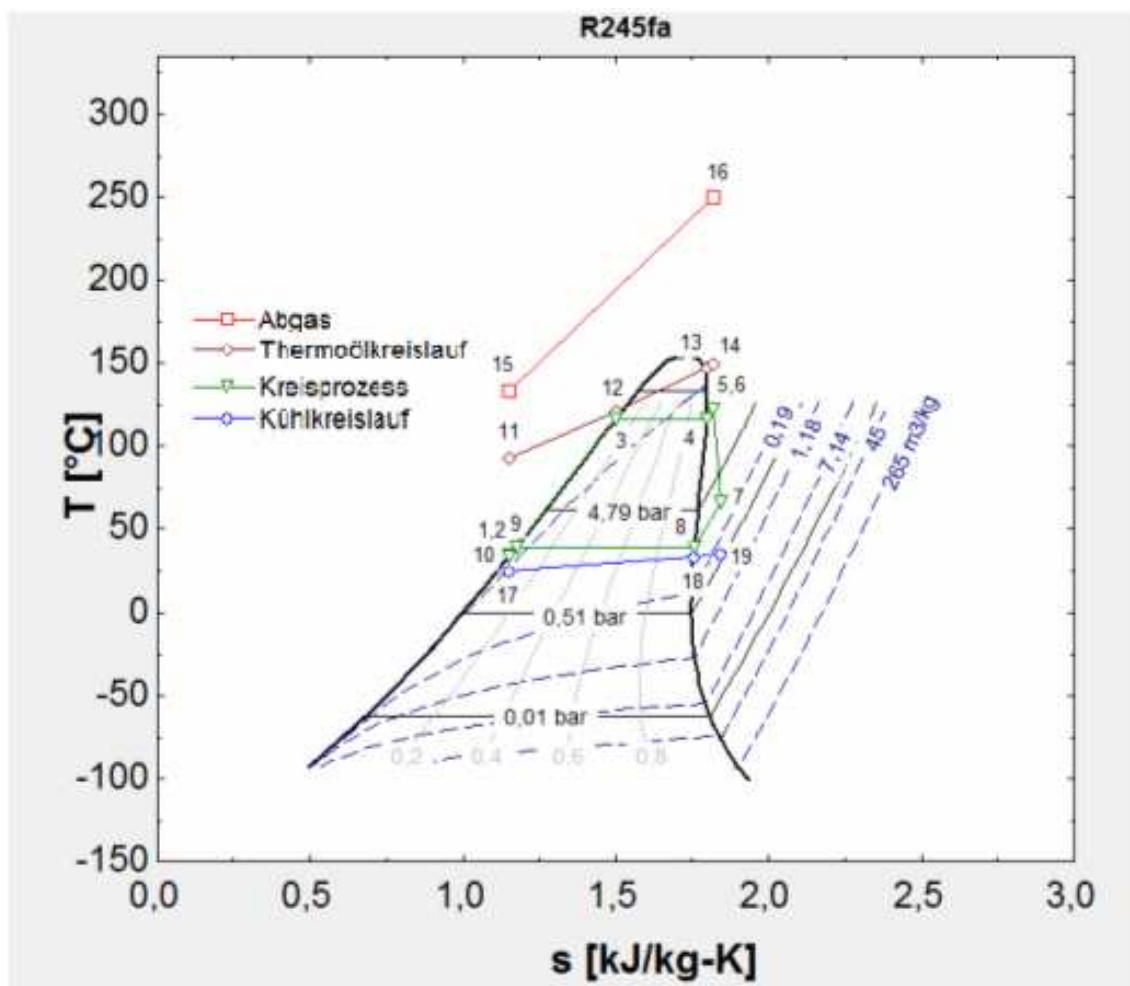


Abb. 17: T,s-Diagramm ORC – Prozess mit Überhitzung

3.3 Exergieverluste

Die Irreversibilität des Wärmeübergangs wird z. B. durch den Exergieverlust ausgedrückt. Je höher die Temperaturdifferenz zwischen den Stoffströmen ist desto höher ist dieser. Durch höhere Exergieverluste steigen auch die Energiekosten. Andererseits führen höhere Temperaturdifferenzen zur Verkleinerung der Wärmeübertragungsflächen, was zu einer Vereinfachung des Konstruktionsaufwands und damit zu einer Verringerung der Kosten führt. Allgemein definiert lautet die Gleichung:

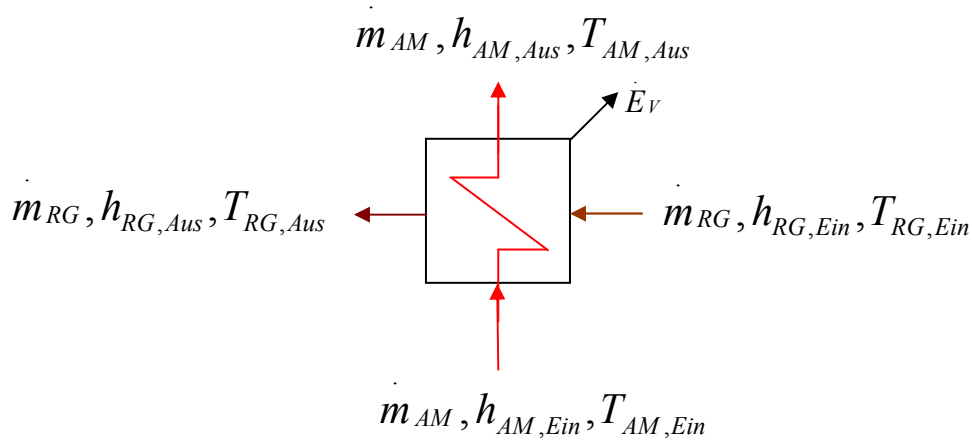


Abb. 18: Berechnung des Exergieverlusts am Wärmetauscher

$$\dot{E} = \dot{m}_{RG} \cdot ((h_{RG,Ein} - h_{RG,Aus}) - T_U \cdot (s_{RG,Ein} - s_{RG,Aus})) + \dot{m}_{AM} \cdot ((h_{AM,Ein} - h_{AM,Aus}) - T_U \cdot (s_{AM,Ein} - s_{AM,Aus})) \quad [3.69]$$

Da der vom Rauchgas abgegebene Wärmestrom gleich jenem ist, den das Arbeitsmittel aufnimmt, vereinfacht sich die Gleichung auf:

$$\dot{E} = T_U \cdot \left(\dot{m}_{RG} \cdot (s_{RG,Aus} - s_{RG,Ein}) \right) + \left(\dot{m}_{AM} \cdot (s_{AM,Aus} - s_{AM,Ein}) \right) \quad [3.70]$$

T_U wird mit 25°C definiert. Beim ORC – Prozess wird die Entropie des Rauchgases laut [23] berechnet. Das Rauchgas wird wie bei den WDKP-Prozessen wie ein ideales Gas behandelt, weshalb die Entropiedifferenz wie folgt berechnet wird:

$$\Delta s = s_{RG,Aus} - s_{RG,Ein} = c_{p,Abgas} \cdot \ln \left(\frac{T_{RG,Aus} + 273,15K}{T_{RG,Ein} + 273,15K} \right) \quad [3.71]$$

Für Thermoöl/Arbeitsmedium – Wärmetauscher im ORC – Prozess ergibt sich mit Hilfe von Gleichung [3.54] folgender Exergieverlust:

$$\dot{E} = T_U \cdot \left(\dot{m}_{TOE} \cdot \left(0,0036 \cdot (T_{TOE,Aus} - T_{TOE,Ein}) + 0,8184 \cdot \ln \left(\frac{T_{TOE,Aus} + 273,15K}{T_{TOE,Ein} + 273,15K} \right) \right) \right) + \left(\dot{m}_{AM} \cdot (s_{AM,Aus} - s_{AM,Ein}) \right) \quad [3.72]$$

3.4 k.A-Werte

Eine der wichtigsten Kenngrößen eines Wärmetauschers ist der k.A-Wert. Der k – Wert hängt vom Aggregatzustand des Arbeitsmediums ab, weshalb er einen entscheidenden Einfluss auf die Berechnung der der Wärmetauscherflächen hat. Im Programm werden nur Gegenstromwärmetauscher berücksichtigt. Die k.A – Werte werden mit Hilfe der logarithmischen Mitteltemperatur ermittelt. Diese ist definiert als:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{Gr} - \Delta T_{Kl}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{Gr}}{\Delta T_{Kl}} \right)} \quad [3.73]$$

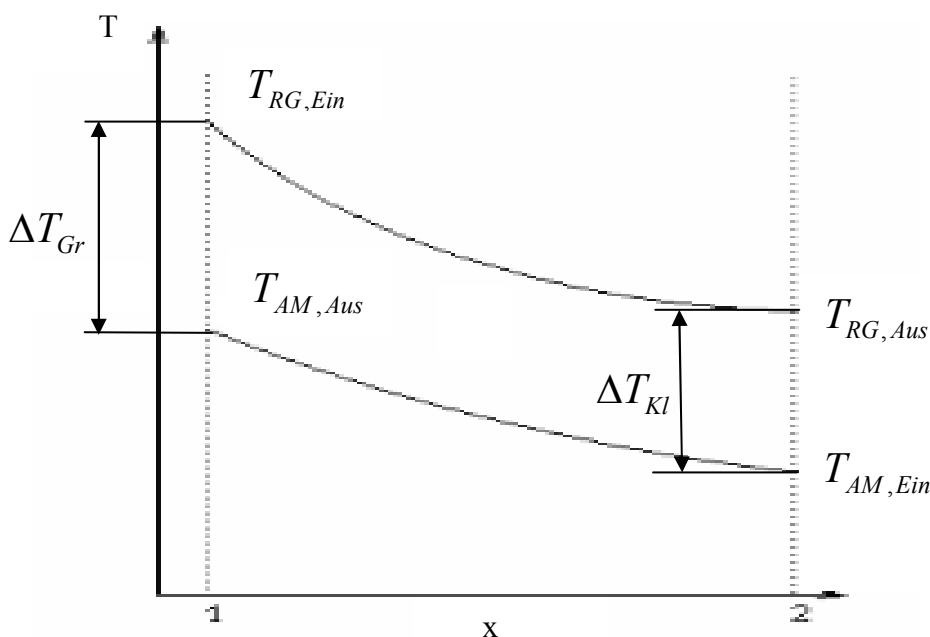


Abb. 19: Temperaturdifferenzen beim Gegenstromwärmetauscher

Daraus ergibt sich die übertragene Wärme:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [3.74]$$

Aus Gleichung [3.74] kann man dann den k.A – Wert berechnen.

4 Eingabebeschreibung

4.1 Kurzbeschreibung VBA

Die Eingabe wurde mit Hilfe von VBA programmiert. Diese Skriptsprache wurde wegen der leichten Erlernbarkeit, der kostenlosen Verfügbarkeit und der Möglichkeit durch so genannte Userforms einfach Eingabemasken zu programmieren, gewählt. VBA ist eine Interpreter-Programmiersprache, deren Syntax gleich der von Visual Basic ist. VBA besitzt einen sehr leistungsfähigen Debugger, welcher die Fehlersuche sehr erleichtert. Mit der so genannten Komponententechnologie kann man Lösungen aus bereits bestehenden Programmen benutzen. VBA kann auch auf andere Microsoft – Office – Programme wie Word oder Access zugreifen. Weiters ist es möglich in diesen Office – Anwendungen einen Tastendruck oder Mausklick mit Hilfe eines Programmcodes zu simulieren. Tastenkombinationen und Mausklicke können nicht an andere Programme, die nicht aus einer MS Office – Anwendungen stammen, geschickt werden. Dennoch kann man durch einen einzigen Befehl, dessen Aufbau unten genauer beschrieben wird, ein beliebiges Programm starten.

4.2 Eingabe VBA

Zum Starten des Programms muss die Tastenkombination STRG+A gedrückt werden. Wie in Abb. 20 zu sehen ist, muss zuerst die Abgastemperatur in das Fenster eingegeben werden um die möglichen Prozesse zu erhalten.



Abb. 20: Eingabefenster für Abgastemperatur

Eingabebeschreibung

Durch Drücken des Ok – Buttons öffnet sich das nächste Fenster, welches die möglichen auszuführenden Prozesse enthält.

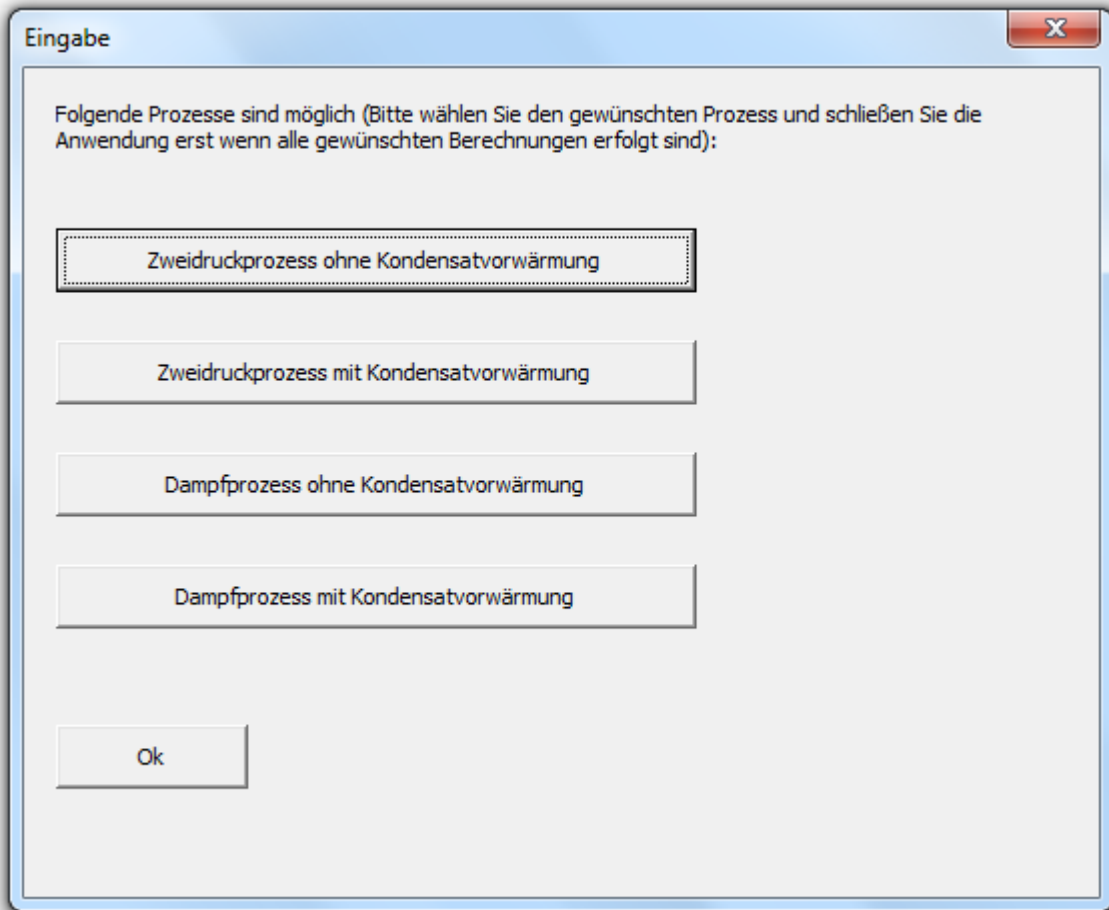


Abb. 21: Mögliche Prozesse für eine bestimmte Abgastemperatur

Daraus muss man den gewünschten Prozess, der berechnet werden soll, anklicken. Die Einteilung wurde so gewählt, dass zwischen 200°C – 250°C nur ein ORC – Prozess, von 250°C – 300°C alle Prozesse und ab 300°C nur mehr Eindruck- bzw. Zweidruckprozesse möglich sind. Der Ok – Button darf erst gedrückt werden wenn alle gewünschten Prozesse berechnet wurden.

Eingabebeschreibung

Abb. 22: Eingabe der Prozessparameter und der Rauchgaszusammensetzung

Als nächstes Fenster scheint das Eingabefenster des gewählten Prozesses auf. Danach müssen die Rauchgaszusammensetzung, die Komponentenwirkungsgrade (isentropen Pumpen und Turbinenwirkungsgrad), Temperaturen, Temperaturdifferenzen (Pinch Points, Approach, u.s.w.) und der Abgasdruck eingegeben werden. Die Werte werden dann in ein Excel-Tabellenblatt geschrieben und von dort in ein CSV – File exportiert, welches dann in das Programm EES hinübergespielt wird. Die Wahl des CSV – Formats hat zwei Gründe. Erstens kann man durch die Tabellenform die Daten leicht zuordnen. Zweitens lassen sich durch eine einfache Programmierung in VBA die Daten vom Excelblatt in das CSV – File transferieren. Als nächster Schritt wird das Berechnungsprogramm EES mit Hilfe von VBA gestartet. Dieser Aufruf wird mit Hilfe des Befehls SHELL durchgeführt. Dieser Befehl hat folgenden Aufbau:

```
Ergebnis = Shell("C:\3e02a93fae3c4d56fb7c343c83eda9\EES32\ees
C:\Users\erich\Desktop\EES_Programme\ORCToluene.EES", vbNormal)
```

Der erste Pfad startet das Programm, der zweite öffnet dann das EES- File des gewünschten Prozesses. Das Exportieren der Daten wird mit Hilfe des Befehls \$IMPORT durchgeführt. Dabei muss die Datei angegeben werden in der die Daten gespeichert sind und die im

Eingabebeschreibung

Programm benötigten Variablen. Beispielhaft ist hier die Variablenübergabe aus dem Programm zur Berechnung des Dampfprozesses ohne Kondensatvorwärmung angeführt:

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\Dampfprozess.csv' T[13] m_dot_Abgas T[18]  
T_pinch_Ü T_pinch_V T_approach T[3] T_pinch_K T_sub Eta_s_HT Eta_s_NT  
Eta_s_Pumpe Eta_Turbine_m Eta_Generator Eta_Pumpe xi_W xi_SO3 cp_Abgas
```

Hier muss besonders die Reihenfolge der Variablen berücksichtigt werden. Je nach Reihenfolge werden die Variablen den Werten der Tabelle des CSV – Files zugeordnet, d. h. T[13] ist gleich dem Wert in der Zelle A1 der Tabelle, m_dot_Abgas ist gleich dem Wert der Zelle A2 u.s.w.. Durch die Eingabe der Rauchgaszusammensetzung und der Abgastemperatur berechnet das Programm beim Dampfprozess automatisch die integrale spezifische Wärmekapazität, welche hier über den ganzen Temperaturbereich als konstant angenommen wird. Beim ORC – Prozess wird zusätzlich zur integralen spezifischen Wärmekapazität am Eintritt und Austritt auch die Entropie nach Kapitel 3.1 berechnet.

Durch Drücken der Ok –Buttons werden zwar die Daten ins CSV – File exportiert und EES geöffnet, aber das Fenster wird nicht geschlossen. Sollte die erste Berechnung kein oder ein nicht zufriedenstellendes Ergebnis liefern, können die Daten korrigiert werden. Das geöffnete EES – Programm sollte aber zuerst geschlossen werden. Danach muss erneut der OK – Button betätigt werden um die Berechnung neu zu starten. Das Fenster wird erst durch Drücken des Schließens – Buttons geschlossen.

5 Ausgabebeschreibung

5.1 Beschreibung des Berechnungsprogramms EES

EES ist ein Produkt der Firma F – Chart Software und bedeutet Engineering Equation Solver. Hauptsächlich wird EES zum Lösen von Gleichungssystemen aus mehreren algebraischen Gleichungen verwendet. Weiters können Differentialgleichungen gelöst, Verfahren zur Optimierung und zur linearen und nicht – linearen Regression ausgeführt und Ergebnisse in Diagrammen dargestellt werden. Es hat zwei große Unterschiede zu anderen Gleichungslösungsprogrammen. EES erkennt und gruppiert die Gleichungen automatisch, die gleichzeitig gelöst werden müssen. Man muss sich also nur auf die Definition des Gleichungssystems konzentrieren. Zweitens besitzt das Programm viele Funktionen für thermodynamische Stoff – und Transporteigenschaften sowie mathematische Funktionen. Diese thermodynamischen Eigenschaften können durch programmeigene Funktionsaufrufe ermittelt werden. Aus diesen zwei Gründen ist die Nutzung des Programms zum Lösen von thermodynamischen Problemen hervorragend geeignet. Vor allem für Neueinsteiger ist EES sehr leicht zu erlernen. Es ist auch möglich eigene thermodynamische und mathematische Funktionen einzugeben, falls diese nicht in der Bibliothek enthalten sind. Diese können auch von höheren Programmiersprachen wie C oder FORTRAN geschrieben, compiliert und dann in EES eingelesen werden. Weiters ist es mit EES sehr leicht möglich Parameterstudien durchzuführen, sowie Diagramme zu erstellen. Es besteht die Möglichkeit Daten aus anderen Dateiformaten wie CSV, txt u.s.w zu importieren.

5.2 Ergebnisdarstellung

Die Ergebnisse werden dann im Diagram Window dargestellt. Die untere Abbildung zeigt die Ausgabe der wichtigsten Werte im Prozessschaltbild. Dazu gehören die übertragenen Wärmeleistung aller Wärmetauscher, der thermische Wirkungsgrad, die Exergieverluste, die k.A – Werte und natürlich die gewonnene elektrische Leistung.

Ausgabebeschreibung

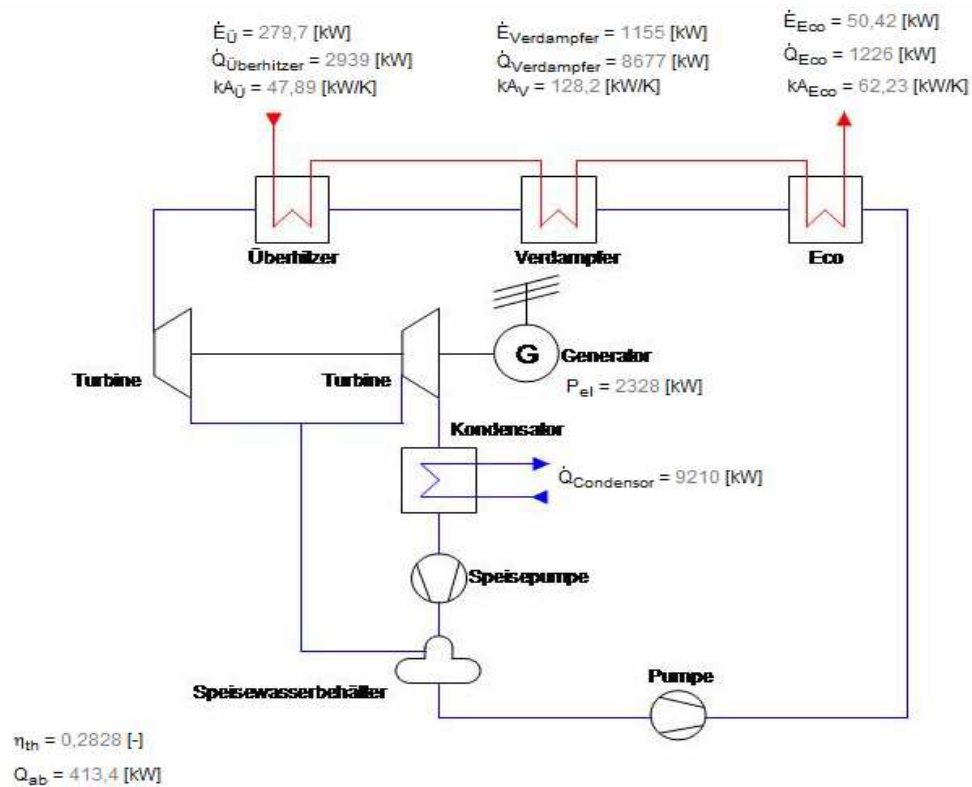


Abb. 23: Ausgabe Prozessschaltbild

Weiters werden auch ein T,s-Diagramm und ein Q,T-Diagramm ausgegeben. Diese werden bei jeder neuen Eingabe automatisch neu gezeichnet.

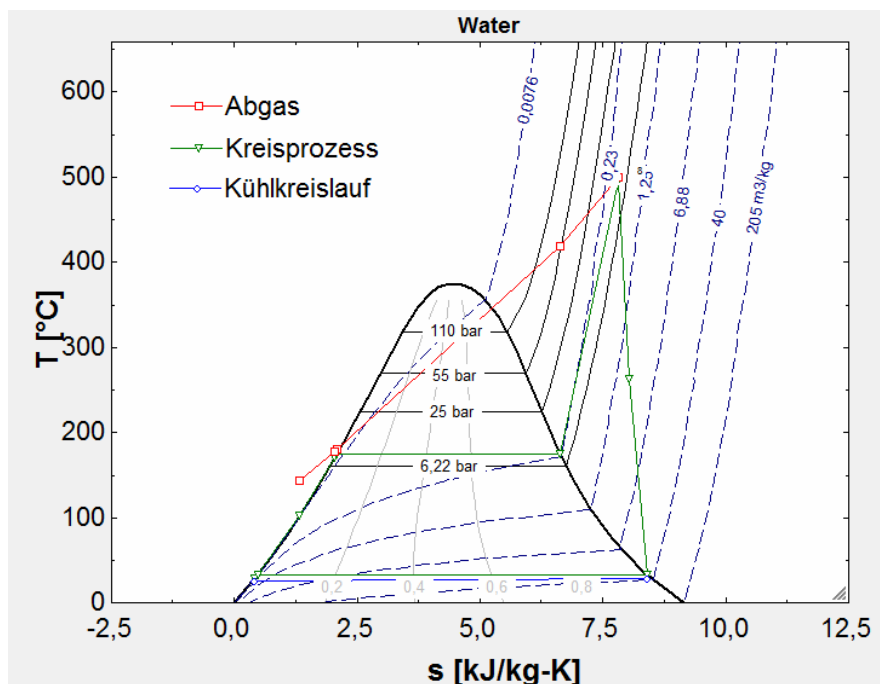


Abb. 24: Ausgabe T,s-Diagramm

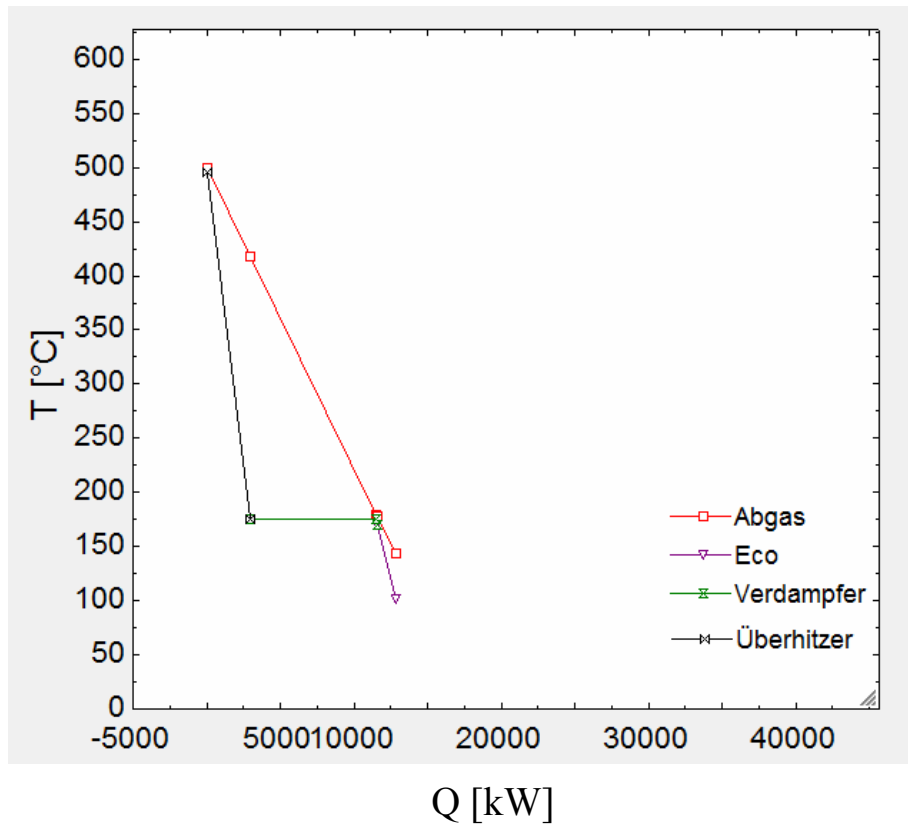


Abb. 25: Ausgabe Q,T-Diagramm

6 Beschreibung der Berechnungsvorgänge in EES

6.1 Ausführung der Berechnung

In EES wurde ein Gleichungssystem für jeden Prozess eingegeben. Das Programm löst dieses Gleichungssystem. Zur Optimierung stehen MIN/MAX – Funktionen zur Verfügung. Diese werden benutzt um hier die maximale Leistung zu finden. Nachdem das EES Programm gestartet ist muss man die F4 – Taste drücken, um die Optimierung zu starten. Dadurch öffnet sich folgendes Fenster:

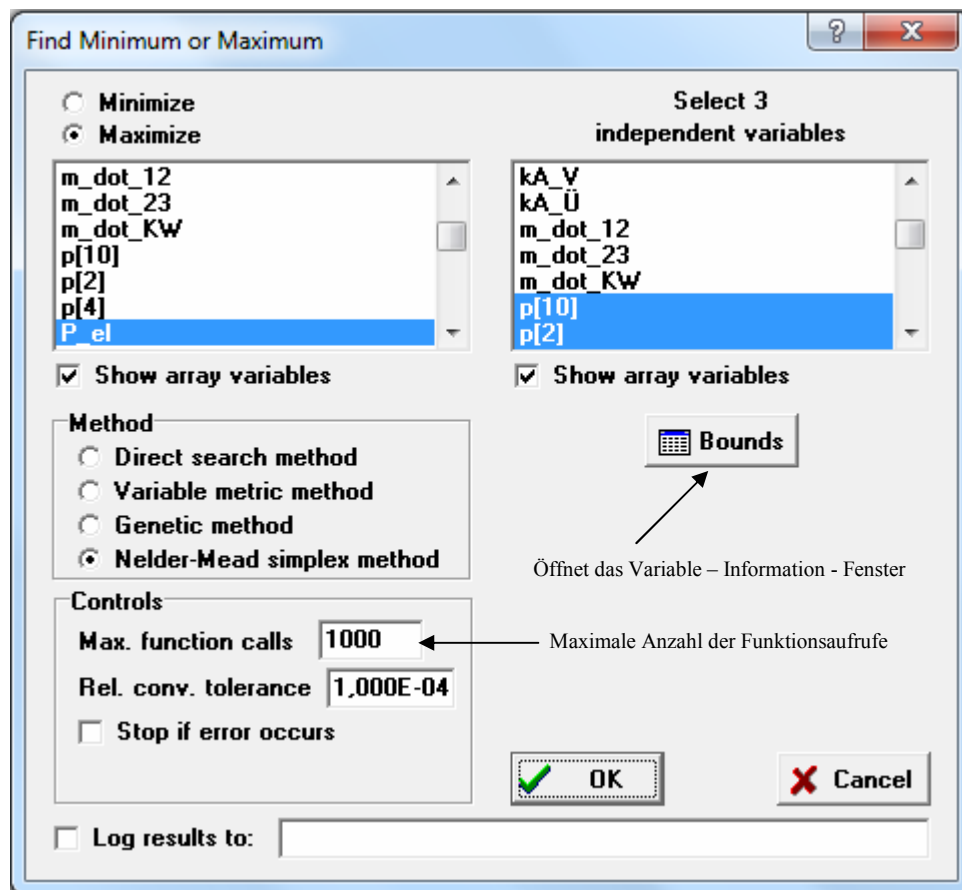


Abb. 26: Auswahl der Optimierungsalgorithmen

In der linken Bildlaufleiste wird die Variable ausgewählt die maximiert oder minimiert werden soll. In der rechten sind die Variablen definiert die variiert werden. In den einzelnen Programmen ist schon die richtige Einstellung vorhanden.

Man kann zwischen 4 Optimierungsalgorithmen auswählen:

- Direct Search Method
- Variable Metric Method
- Genetic Method
- Nelder – Mead Simplex Method

Genaue Informationen über diese Optimierungsalgorithmen finden Sie in der EES – Hilfe. Im Normalfall findet das Programm mit den letzten beiden Methoden immer eine Lösung, wobei die letzte Methode aufgrund der Rechenzeit zu bevorzugen ist. In manchen Fällen kann es aber sein, dass eine der ersten beiden Methoden zur Lösung führt. Der Optimierungsalgorithmus fordert einen Startwert für die Berechnung, der wenn das Programm keine Lösung findet, vielleicht geändert werden muss. Eine Möglichkeit ist, dass man bei höherer Abgastemperatur die Drücke, vor allem den Verdampfendruck erhöht. Durch drücken des Bounds – Button (Abb. 27) öffnet sich das Variable – Information Fenster, in dem die Startwerte der zu variierenden Variablen und deren Grenzen verstellt werden können.

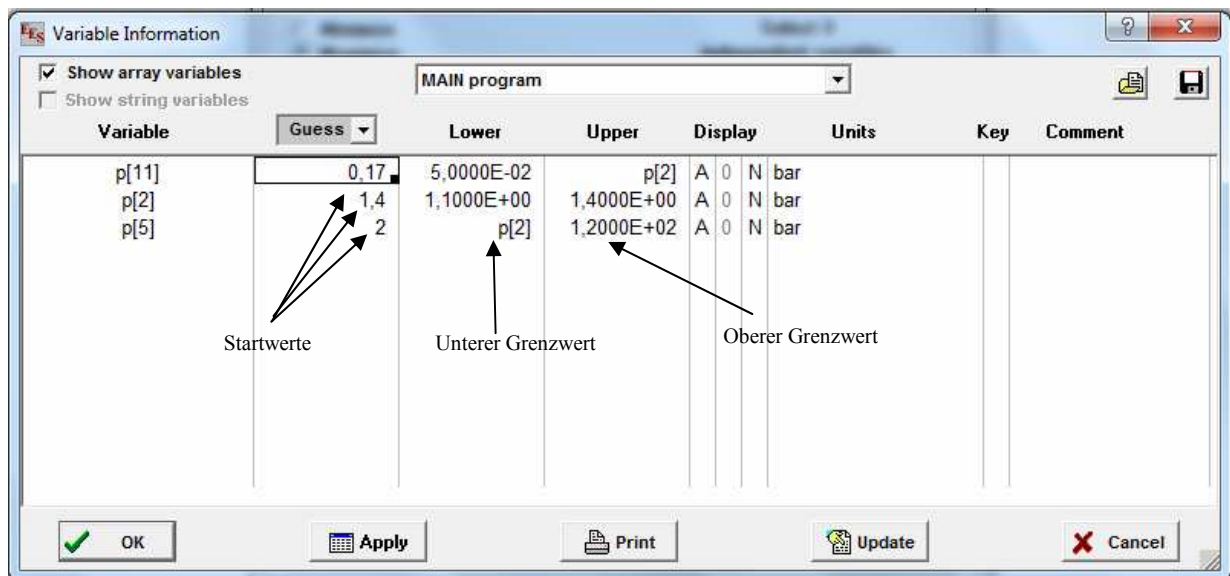


Abb. 27: Variable – Information - Fenster

Eine zweite Möglichkeit ist, dass man einen anderen Optimierungsalgorithmus wählt. Weiters kann bei der Direct Search Method, Variable Metric Method und bei der Nelder – Mead Simplex Method im Control - Feld die Anzahl der maximalen Funktionsaufrufe erhöht werden. Durch Drücken der Ok – Buttons wird das Programm gestartet. Bei allen Prozessen

soll man bei der Optimierung die größtmögliche Leistung erhalten. Dies wird durch die Variation der verschiedenen Drücke erreicht. Die Variation soll die größtmögliche Fläche des Kreisprozesses ergeben (Abb. 28), wobei die eingegeben Parameter eingehalten werden.

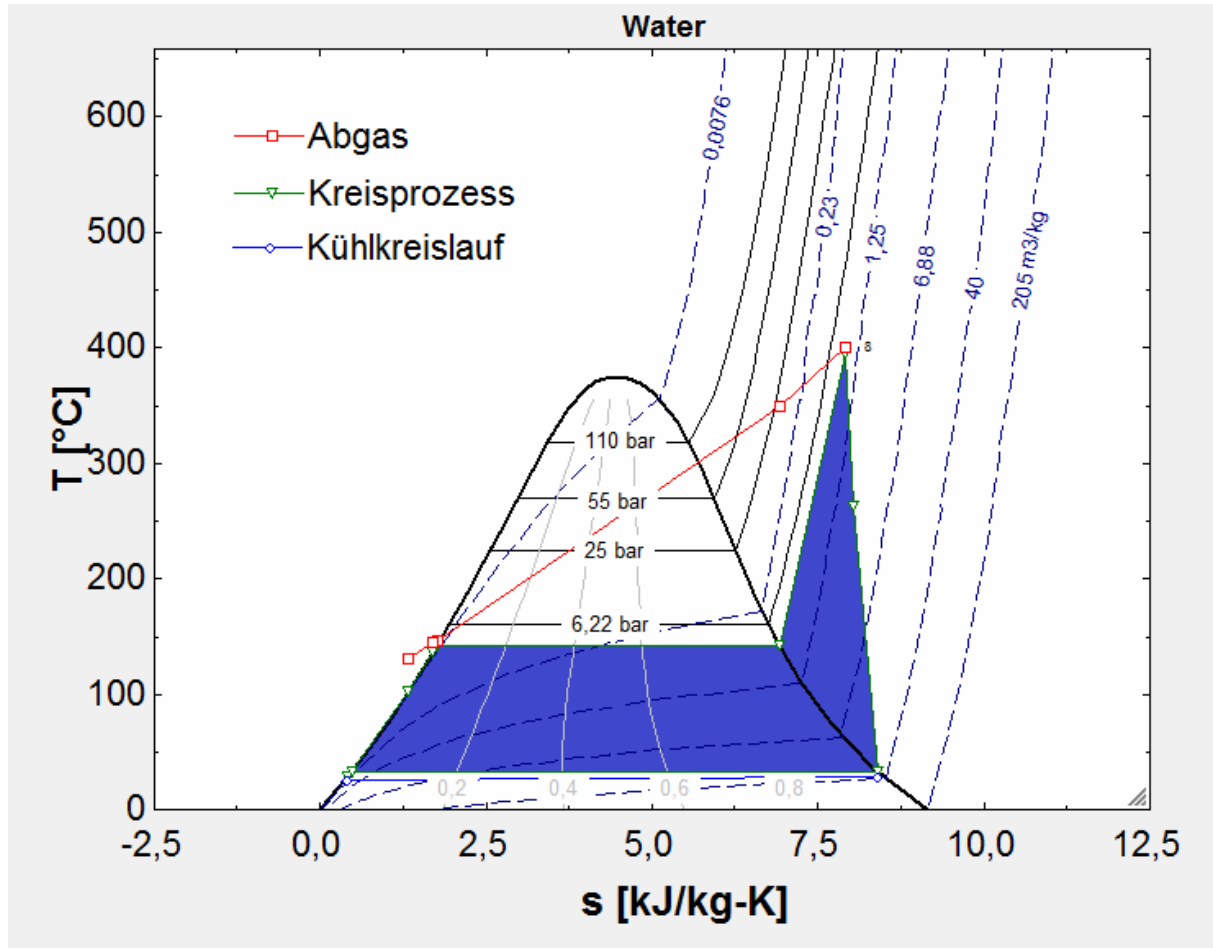


Abb. 28: Optimierung durch Maximierung der Kreisprozessfläche

6.2 Wasserdampfkraftprozesse

Für alle Eindruck bzw. Zweidruckprozesse mit und ohne Kondensatvorwärmung gelten folgende Beschränkungen:

- Der maximale Druck ist mit 120 bar begrenzt.
- Der minimale Druck beträgt 0,05 bar.
- Endnässe am Austritt der Niederdruckturbine ist mit 15% angenommen.
- Maximale Abkühlung des Rauchgases ist durch den Säuretaupunkt begrenzt.

Wie oben erwähnt ist bei den Dampfprozessen die Austrittstemperatur des Rauchgases als Freiheitsgrad definiert, jedoch begrenzt das Programm die Austrittstemperatur automatisch mit dem Säuretaupunkt.

6.2.1 Eindruckprozess (ohne und mit KV)

Bei den Eindruckprozessen erfolgt die Variation des Verdampferdrucks, des Austrittsdrucks der Hochdruckturbine und des Kondensatordrucks, wobei die eingegebenen Temperaturen und Temperaturdifferenzen eingehalten werden. Beim Dampfprozess ohne Kondensatvorwärmung müssen für die Berechnung folgende Temperaturdifferenzen und Temperaturen definiert werden:

- Pinch Point am Überhitzer
- Pinch Point am Verdampfer
- Pinch Point am Kondensator
- Approach-Temperatur
- Subcooling-Temperatur
- Austrittstemperatur aus dem Speisewasserbehälter ($>100^{\circ}\text{C}$)
- Eintrittstemperatur des Kühlwassers

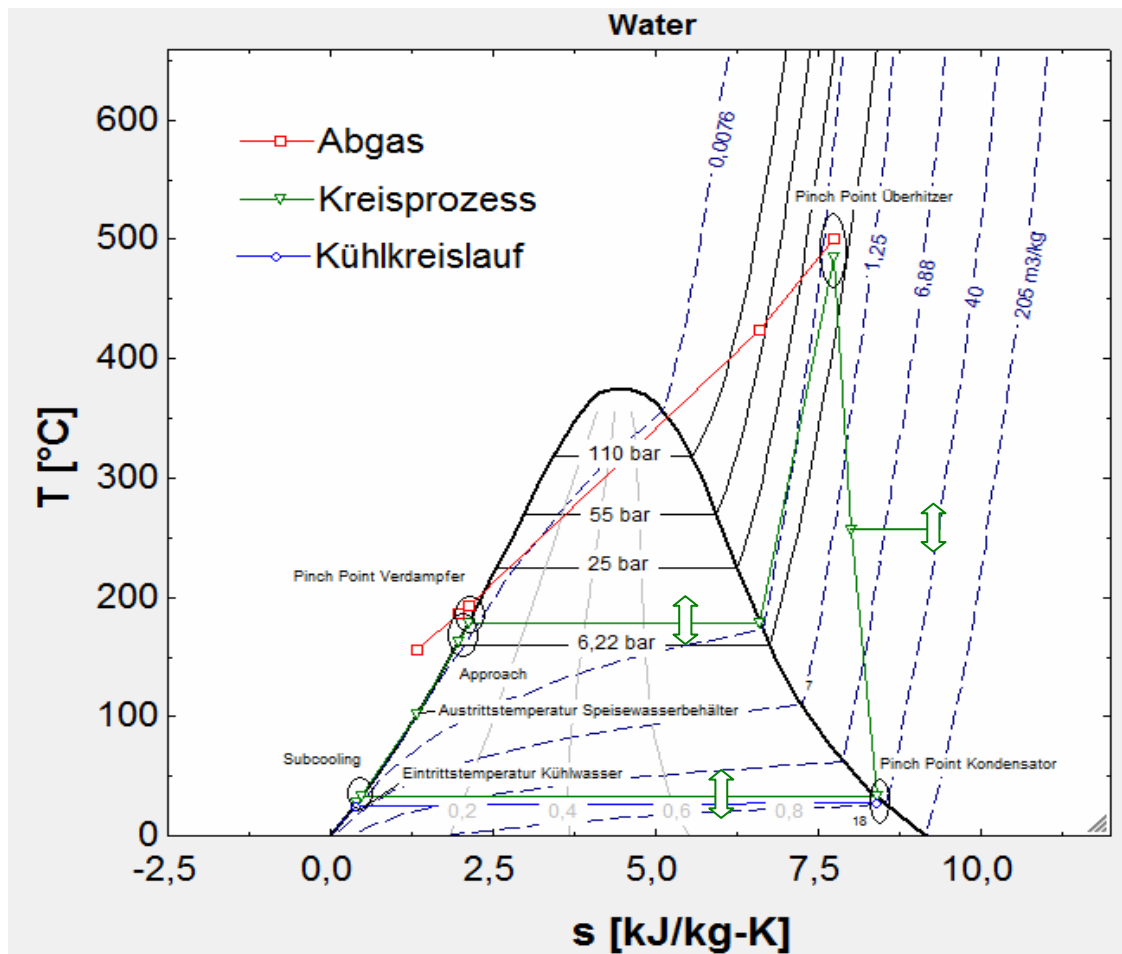


Abb. 29: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den Dampfkraftprozessen (mit und ohne Kondensatvorwärmung)

Beim Dampfkraftprozess mit Kondensatvorwärmung muss neben den beim Dampfprozess ohne Kondensatvorwärmung genannten Temperaturen und Temperaturdifferenzen zusätzlich folgende Temperatur angegeben werden:

- Austrittstemperatur KV

Die im Programm eingestellten Variationsgrenzen findet man in der unten stehenden Tabelle. Diese gelten für den Eindruckprozesse mit und ohne Kondensatvorwärmung.

	Untere Grenze	Obere Grenze
$p_{\text{Verdampfer}} [\text{bar}]$	$p_{\text{aus, HT}}$	120
$p_{\text{SPW, Ein}} [\text{bar}]$	1,1	1,4
$p_{\text{Kondensator}} [\text{bar}]$	0,05	$p_{\text{aus, HT}}$

Tab. 3: Variationsgrenzen für Eindruckprozess

6.2.2 Zweidruckprozess (ohne und mit KV)

Bei den Zweidruckprozessen wird der Druck des Hochdruckverdampfers, der Druck des Niederdruckverdampfers, Austrittsdrucks der Mitteldruckturbine und des Kondensatordrucks variiert. Durch das Variieren des Austrittsdrucks der Hochdruckturbine beim Eindruck – bzw. des Austrittsdrucks der Mitteldruckturbine beim Zweidruckprozess soll die Leistung nochmals optimiert werden. Bei der Berechnung für den Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung sind folgende Temperaturdifferenzen und Temperaturen vorzugeben:

- Pinch Point am HD - Überhitzer
- Pinch Point am HD - Verdampfer
- Pinch Point am ND - Überhitzer
- Pinch Point am ND - Verdampfer
- Pinch Point am Kondensator
- Approachtemperatur Hochdruckteil
- Approachtemperatur Niederdruckteil
- Subcoolingtemperatur
- Austrittstemperatur aus dem Speisewasserbehälter ($>100^{\circ}\text{C}$)
- Eintrittstemperatur des Kühlwassers

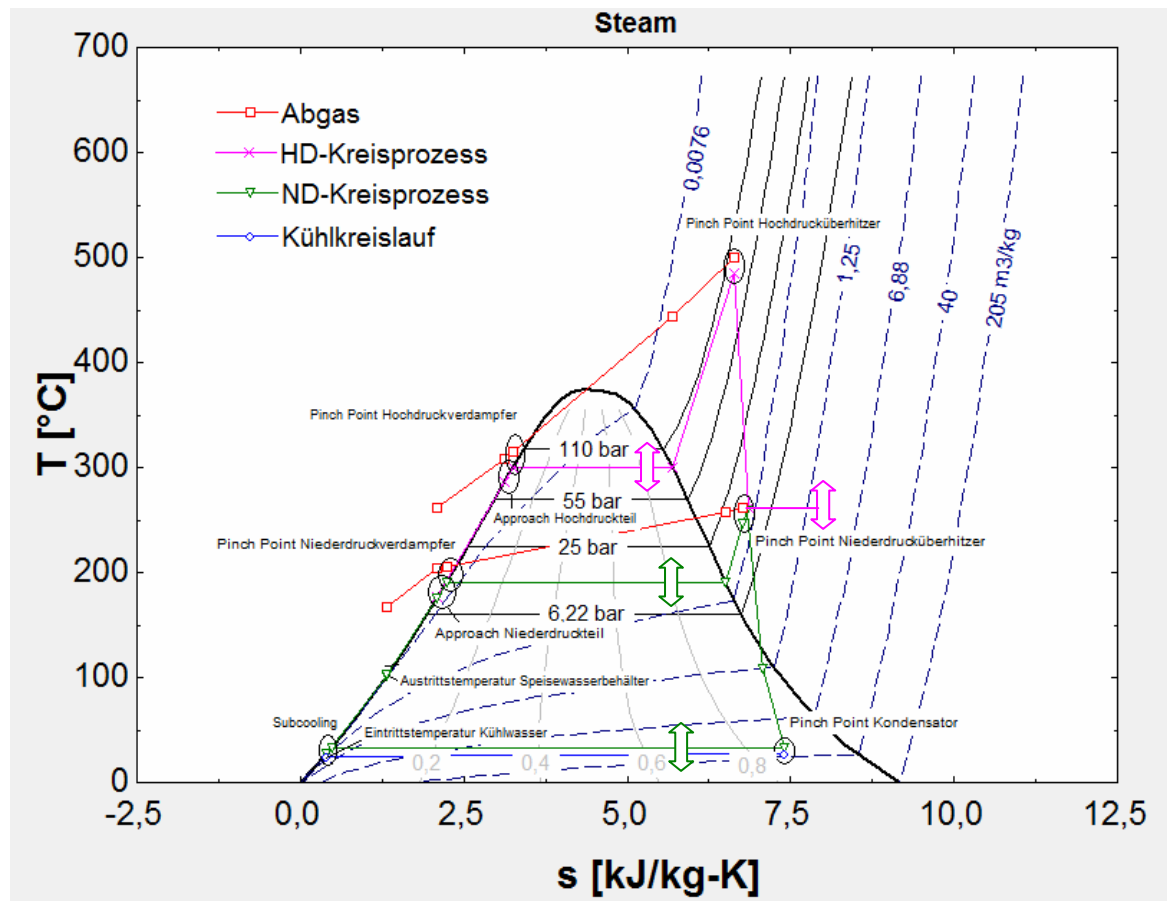


Abb. 30: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den Zweidruckprozessen (mit und ohne Kondensatvorwärmung)

Bei diesem Prozess muss neben den beim Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung genannten Temperaturen und Temperaturdifferenzen eine weitere Temperatur vorgegeben werden:

- Austrittstemperatur KV

Die Variationsgrenzen findet man in Tab. 3. Diese gelten für alle Zweidruckprozesse.

	Untere Grenze	Obere Grenze
$p_{\text{HD-Verdampfer}} [\text{bar}]$	$p_{\text{ND-Verdampfer}}$	120
$p_{\text{ND-Verdampfer}} [\text{bar}]$	$p_{\text{aus, MT}}$	70
$p_{\text{SPW, Ein}} [\text{bar}]$	1,1	1,4
$p_{\text{Kondensator}} [\text{bar}]$	0,05	$p_{\text{aus, MT}}$

Tab. 4: Variationsgrenzen für Zweidruckprozess

6.2.3 Hinweis für die Wahl der Temperaturdifferenzen und Temperaturen

Beim Eindruckprozess b.z.w. bei der Hochdruckstufe des Zweidruckprozesses werden die Pinch - Points zwischen 8 K – 10 K gewählt. In der Niederdruckstufe werden die Temperaturdifferenzen aufgrund des energetisch geringerwertigen Dampfes auf eine Größenordnung von 12 K – 15 K gesetzt. Um sicher zu gehen, dass im Economizer in den letzten Heizflächenanteilen keine Teilverdampfung erfolgt wird in der Literatur ein Approach von 2 K – 6 K angegeben. [20]

Die Austrittstemperatur aus dem Speisewasserbehälter bewegt sich von 102°C – 108°C. Da in dem Programm nur Wasserkühlung berücksichtigt wird, kann die Kühlwassereintrittstemperatur mit 25°C angesetzt werden. Die Austrittstemperatur aus dem KV soll etwas unter der Austrittstemperatur aus dem Speisewasserbehälter liegen. In der Regel kann hier ca. 90°C angenommen werden. Beim Subcooling soll die Temperaturdifferenz so klein wie möglich gehalten werden. Ein Richtwert ist hier 2°C – 3°C.

Durch die Vorgabe der Kühlwassereintrittstemperatur und des Pinch Points am Kondensator wird bei der Variation der Dampfprozesse immer bis zum minimalen Druck optimiert. Die Kühlwasseraustrittstemperatur wird dabei als Freiheitsgrad definiert. Durch die Veränderung des minimalen Druck kann eine bestimmte Austrittstemperatur eingestellt werden.

6.3 ORC - Prozess

Aufgrund des Aufbaus von EES wird hier zwischen ORC – Prozess mit und ohne Überhitzung unterschieden. Im Programm muss man dann zwischen ORC mit Überhitzung

und ohne Überhitzung wählen. Die Beschreibung wie die Variation erfolgt, wird in den betreffenden Kapiteln beschrieben. Bei der Optimierung werden wie beim Dampfprozess die eingegebenen Temperaturen und Temperaturdifferenzen eingehalten.

Folgende Grenzen gelten für den ORC – Prozess:

- Der maximale Druck beträgt 20 bar.
- Die maximale Thermoölaustrittstemperatur ist mit 285°C begrenzt.
- Der minimale Druck hängt vom Arbeitsfluid ab. Auch hier wird die Kühlwasseraustrittstemperatur als Freiheitsgrad definiert und falls eine bestimmte Austrittstemperatur gewünscht wird muss diese verändert werden.

Bei den Prozessen müssen folgende Parameter vorgegeben werden:

- Pinch Point Verdampfer
- Pinch Point Kondensator
- Temperaturdifferenz Austritt Rauchgas/Eintritt Thermoöl
- Subcooling
- Eintrittstemperatur des Kühlwassers

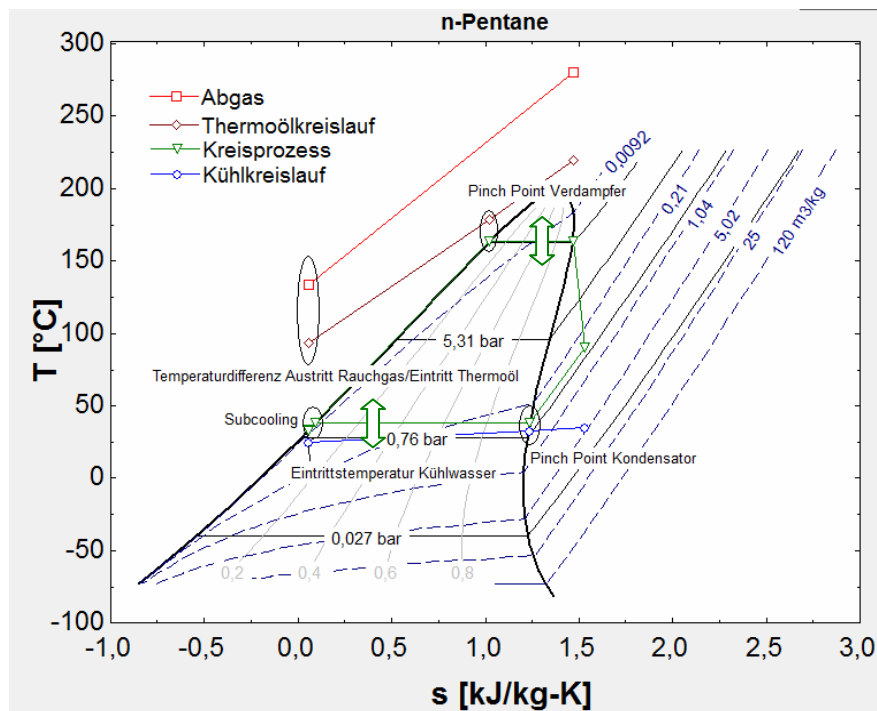


Abb. 31: Vorgegebene Temperatur und Temperaturdifferenzen bei den ORC - Prozessen

6.3.1 ORC – Prozess ohne Überhitzung

Die Optimierung erfolgt durch die Variation des Verdampfer – und Kondensatordrucks. Die Thermoölaustrittstemperatur wird durch die Beziehungen $T_{Abgas} - T_{pinch,GT2}$ und $T_4 + 1^\circ\text{C}$ begrenzt. Damit stellt man sicher, dass die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgaseintritt/Thermoölaustritt nicht kleiner wird als die eingegebene Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasaustritt/Thermoöleintritt. Da der ORC – Prozess im Programm nur Abgastemperatur bis 300°C akzeptiert wird die Bedingung der maximalen Thermoölaustrittstemperatur von 285°C erfüllt, weil $T_{pinch,GT1}$ laut Literatur zwischen $35^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$ liegt [9, 30].

6.3.2 ORC – Prozess mit Überhitzung

Hier wird zusätzlich zum Verdampfer- und Kondensatordruck auch die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgaseintritt und Thermoölaustritt variiert. Die minimale Temperaturdifferenz ist mit $T_{pinch,GT1}$ gegeben, die maximale wird mit 200°C angenommen. Diese angenommene maximale Temperaturdifferenz hat sich nach einigen Testläufen des Programms bewährt. Der minimale Pinch - Point am Überhitzer wird im Programm mit 5°C festgelegt.

6.3.3 Hinweis für die Wahl der Temperaturdifferenzen und Temperaturen

	Best Case
Pinch Point Verdampfer	5 K
Pinch Point Kondensator	5 K
Isentroper Wirkungsgrad Turbine	0,85

Tab. 5: Hinweise zur Wahl von Temperaturdifferenzen für ORC – Prozess [39]

Drescher [9] gibt bei der Wahl der Pinch - Points beim Verdampfer und Kondensator einen Wert von 10°C an. Die minimale Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Thermoöl sollte laut Literatur zwischen $35^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$ [9, 30]. Auch hier sollte beim Subcooling die Temperaturdifferenz so klein wie möglich gehalten werden.

7 Simulation von Abwärmeprozessen

7.1 Kurzbeschreibung Software [43]

Als Software wurde das von der Firma SimTech GmbH, Graz entwickelte Simulationsprogramm IPSEpro verwendet. Das Programm ermöglicht objektorientierte Simulation von Prozessen mit stationären bzw. quasistationären Verhalten. Es werden bereitgestellt Komponentenmodelle in eine grafische Benutzeroberfläche eingefügt, die durch das Verbinden ein Gleichungssystem bilden. Dieses Gleichungssystem wird dann gelöst.

IPSEpro besteht aus 8 Modulen:

- MDK: Model Development Kit
- IPSEpro-PSEasy
- PSE: Process Simulation Environment
- IPSEpro- PSExcel
- PSServer-ON-Line-Module
- PSOptimize-Optimization
- IPSEpro-PSValidate
- PSEconomy

IPSEpro setzt sich aus zwei getrennten Ebenen zusammen:

- Komponentenebene
- Prozessebene

Komponentenebene:

Hier können neue Modelle erstellt, aber auch bereits vorhandene Modelle bearbeitet werden. Das Programm verfügt über eine eigene Hochsprache die es ermöglicht mathematische und in bestimmtem Ausmaß auch logische Zusammenhänge darzustellen. Die Modelle werden dann zu Modellbibliotheken zusammengefasst, auf die man von der Prozessebene her zugreifen kann. Es werden drei verschiedene Klassen von Komponenten unterschieden:

Units: Sind alle Anlagenteile wie Pumpen, Turbinen u.s.w., in denen eine Zustandsänderung

des Mediums erfolgt. Jede Unit hat eine Schnittstelle zu Connections und Globals.

Connections: Simuliert die Ströme wie z.B. den Massen- und Energiestrom zwischen den Units

Globals: Bei allgemeingültigen Modellen und Parametern wie z.B. der Umgebungstemperatur werden globale Komponenten verwendet. Wie in Abb. 32 zu sehen ist können Units und Connections auf Globals zugreifen.

Prozessebene:

Auf dieser Ebene werden die Units zu einem Projekt verknüpft, parametrisiert und simuliert.

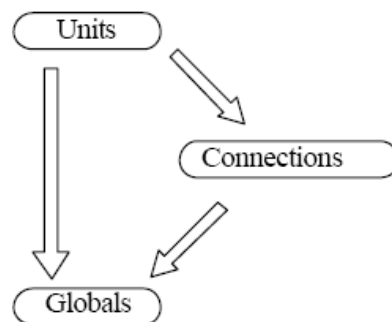




Abb. 32: Hierarchie der Komponentenebene

In meiner Simulation wurde die Modellbibliothek APP-Lib und LTP-Lib verwendet.


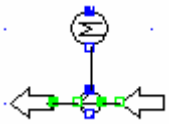
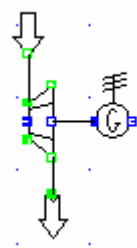
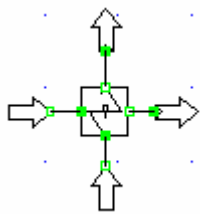
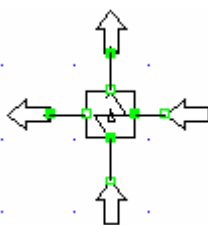
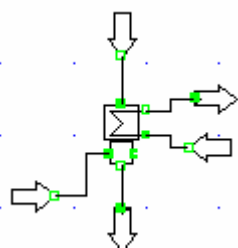
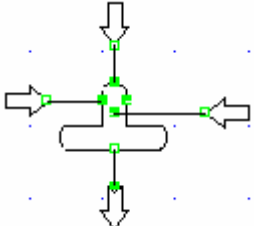
7.1.1 Verwendete Komponentenmodelle

Bevor die verschiedenen Prozesse definiert werden, sollen die verwendeten Komponentenmodelle in IPSEpro erklärt werden. Dafür wird zwischen Modellen für Dampf-, ORC - und Kalina – Prozess unterschieden.

7.1.1.1 Dampfprozess





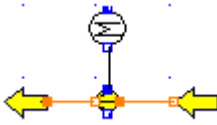
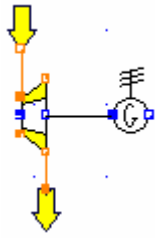
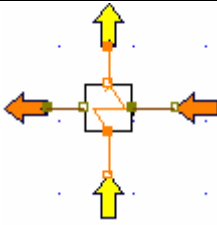
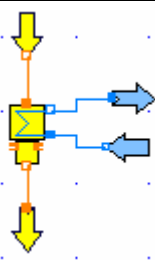



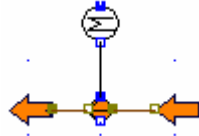
Energiequelle	
Energiesenke	

Simulation von Abwärmeprozessen

Connector	
Pumpe mit Motor	
Turbine mit Generator	
Gegenstromwärmetauscher	
Gleichstromwärmetauscher	
Kondensator	
Speisewasserbehälter	

Tab. 6: Komponentenmodelle für Dampfprozesse

7.1.1.2 ORC – Prozess

Wärmequelle	
Wärmesenke	
Kühlwasserquelle	
Kühlwassersenke	
Arbeitsmittelpumpe mit Motor	
Turbine mit Generator	
Arbeitsmittel/Thermoöl - Wärmetauscher	
Kondensator	
Leitung Arbeitsmittel	
Einstellung des Dampfanteils	
Connector Arbeitsmittel	
Thermoölpumpe mit Motor	

Simulation von Abwärmeprozessen

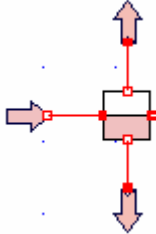



Luft/Thermoöl - Wärmetauscher	
Leitung Thermoöl	
Connector Thermoöl	

Tab. 7: Komponentenmodelle für ORC – Prozesse

7.1.1.3 Kalina – Prozess:

Wärmequelle	
Wärmesenke	
Kühlwasserquelle	
Kühlwassersenke	
Lösungspumpe mit Motor	
Turbine mit Generator	
Luft/Gemisch - Wärmetauscher	
Kondensator	

Simulation von Abwärmeprozessen

Separator	
Leitung	
Einstellung des Dampfanteils	
Connector	

Tab. 8: Komponentenmodelle für Kalina - Prozesse

Erläuterung zu den Symbolen:

Mit dem Symbol „Leitung“ ist es möglich Druck – und Wärmeverluste in den Leitungen zu simulieren. Das „Connector“- Element eliminiert die überzähligen Massenbilanzgleichungen, die sich durch das Schließen des Kreislaufes ergeben. Nur durch dieses Element kann der Prozess im Programm geschlossen werden.

7.2 Beschreibung der Varianten

Annahmen für die Simulation:

- Als Abwärme wird drucklose trockene Luft verwendet welche als ideales Gas angenommen wird.
- Die Druck – und Wärmeverluste werden vernachlässigt.
- Alle Wärmetauscher b.z.w der Wärmeübergang werden/wird als ideal angenommen.
- Die mechanischen und elektrischen Wirkungsgrade sind auf $\eta = 1$ gesetzt.
- Die vom Zementwerk zur Verfügung stehende Wärmeleistung beträgt $20 \text{ MW}_{\text{th}}$.

Als Medium wird trockene Luft mit einer groben Zusammensetzung von 75 Massen-% N_2 , 24 Massen-% O_2 und 1 Massen-% Ar gewählt, welche eine spezifische Wärmekapazität von

$c_{p, \text{Luft}} = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ besitzt [2]. Die Taupunktproblematik wird nicht berücksichtigt, wobei

eine theoretische Abkühlung bis zu 25°C ($=T_{\text{ref}}$) möglich ist. Der von der Luft abgegebene Wärmestrom folgt aus der Gleichung:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Abgas} - T_{ref}) \quad [3.75]$$

Daraus ergeben sich für die definierten Ablufttemperaturen folgende Massenströme:

$T_{Abgas} [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{m}_{Abgas} [\text{kg/s}]$
400	53.068
350	61.232
300	72.365
250	88.4466
200	113.717
150	159.203
100	265.340

Tab. 9: Massenströme für die gegebenen Temperaturen

Der Aufbau und die Arbeitsweise der Dampf – und ORC – Prozesse sind in Kapitel 3.2.1 und 3.2.2 erklärt. Der einzige Unterschied ist, dass bei den Prozessen mit Kondensatvorwärmung eine Kurzschlusszirkulation eingebaut wurde, deren Grund weiter unten erklärt wird.

Die Parameterstudie wurde mit Hilfe des Moduls IPSEpro – PSEExcel durchgeführt. Als Variationsvariable wird bei jeder Variante der Eintrittsdrucks der Turbine gewählt. Es stellt sich natürlich die Frage welche Parameter vorgegeben werden. Daher wurde in der Literatur nach Anhaltspunkten gesucht. Bei allen Prozessen wurden folgende angenommen:

- Subcooling: 5°C
- Isentrope Wirkungsgrade: 0,78
- Kühlwassereintrittstemperatur: 23°C
- Kühlwasseraustrittstemperatur: 31 °C

7.2.1 Wasserdampfkraftprozesse

Bei den Dampfprozessen sind die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwassereintritt - und Mediumsaustrittstemperatur mit 8°C definiert. Dadurch wurde die Kondensatoraustrittstemperatur auf 31 °C eingestellt. Die Kondensation findet durch die Wahl des Subcoolings mit 5°C bei einer Temperatur von 36°C oder ca. 0,06 bar statt.

7.2.1.1 Eindruckprozess ohne KV

Der Aufbau des Dampfprozesses ohne Kondensatvorwärmung für die Simulation in IPSEpro siehe Abb. 33. Für dieses Simulationsmodell sind folgende Annahmen getroffen worden (Abb. 34):

- Eintrittsdruck in den Speisewasserbehälter: 1,2 bar
- Pinch Point an Verdampfer und Überhitzer: 5°C
- Approachtemperatur am Verdampfer: 10 °C
- Umlaufzahl des Kessels: 10

Die Umlaufzahl hat keinen Einfluss auf die Ergebnisse.

Simulation von Abwärmeprozessen

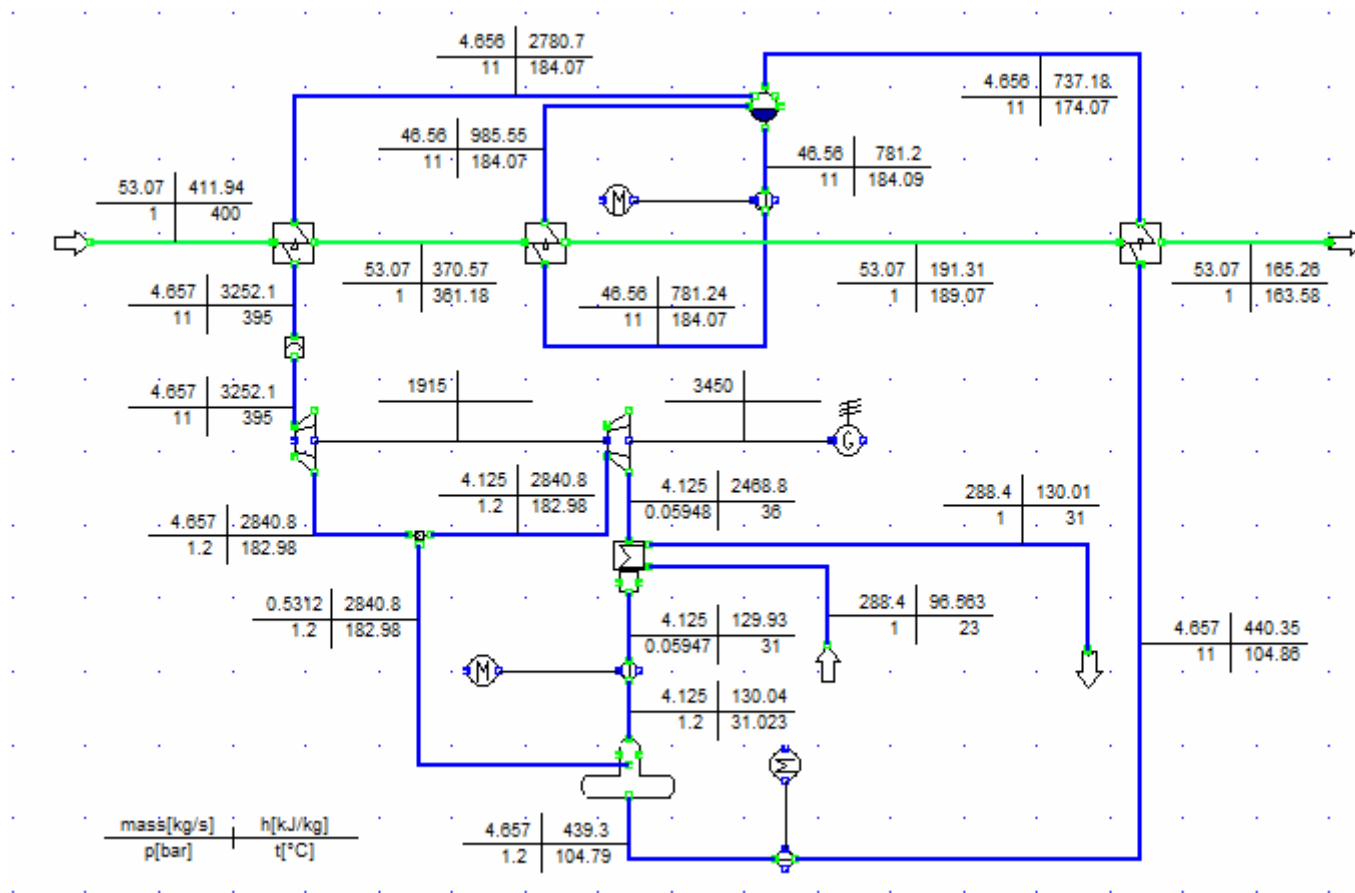


Abb. 33: IPSEpro - Modell Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung

Simulation von Abwärmeprozessen

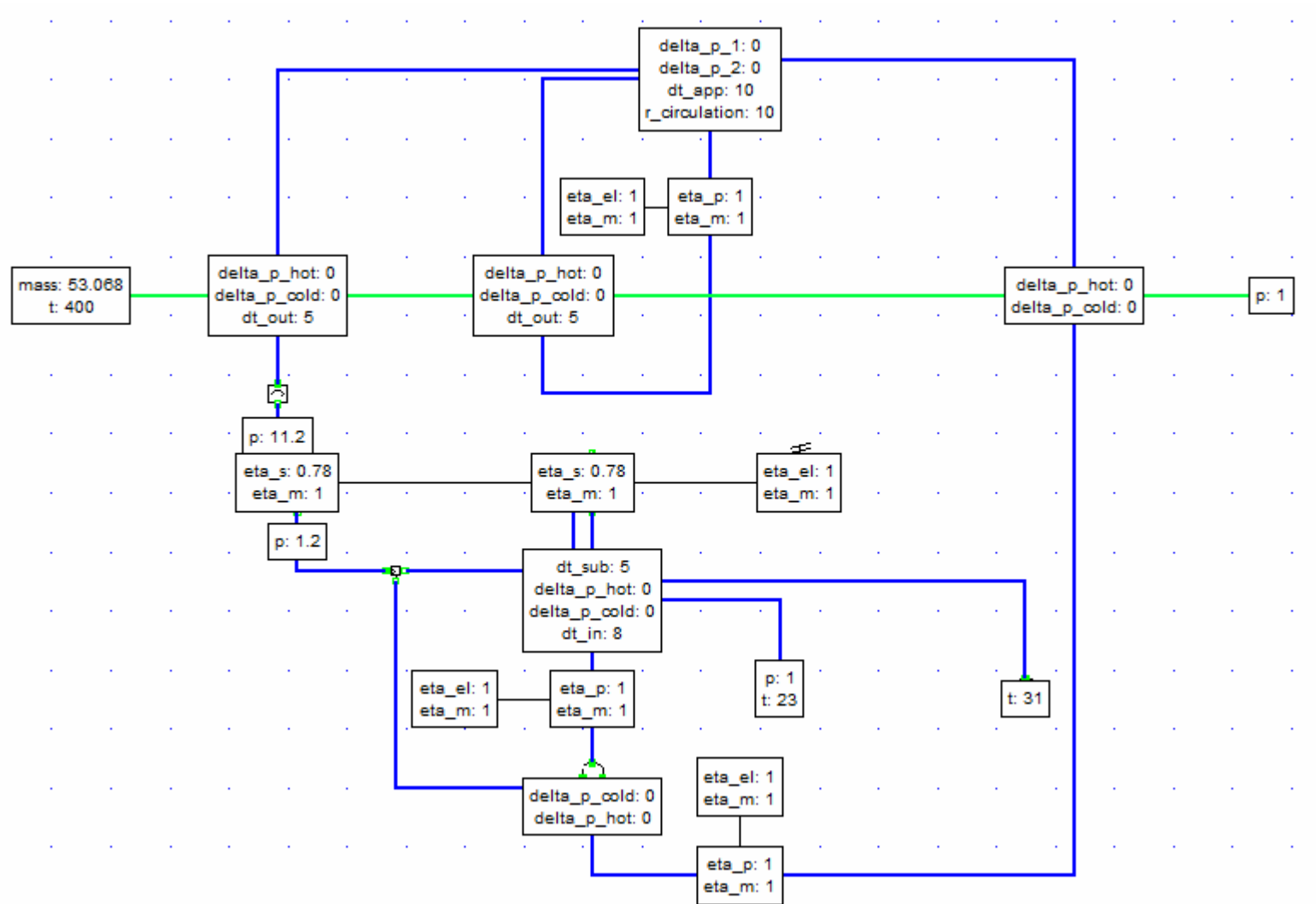


Abb. 34: Vorgegebene Parameter für den Eindruckprozess ohne Kondensatvorwärmung

7.2.1.2 Eindruckprozess mit KV

Die vorgegebenen Parameter sind gleich wie beim Dampfprozess ohne Kondensatvorwärmung, wobei hier noch die Eintritts – und Austrittstemperatur des Kondensatvorwärmers festgelegt wurde. Die Eintrittstemperatur des KV wurde durch die Kurzschlusszirkulation auf 60°C gehoben. Dies hat den Grund, dass wenn das Rauchgas Schwefel und Wasserdampf enthält, es zur keiner Taupunktunterschreitung kommt. Wenn nötig kann die Eintrittstemperatur des KV durch die Kurzschlusszirkulation auf max. 90°C angehoben werden. Da die Austrittstemperatur des Speisewasserbehälters zwischen 102°C – 108°C liegt, wird die Austrittstemperatur aus dem KV mit 90 °C definiert. Mit dieser Schaltung wird mehr Leistung erzeugt als mit der obigen, da das Rauchgas weiter abgekühlt wird. Weiters werden an den Anschlussstellen der Kurzschlussleitung die Druckverluste nicht berücksichtigt.

Simulation von Abwärmeprozessen

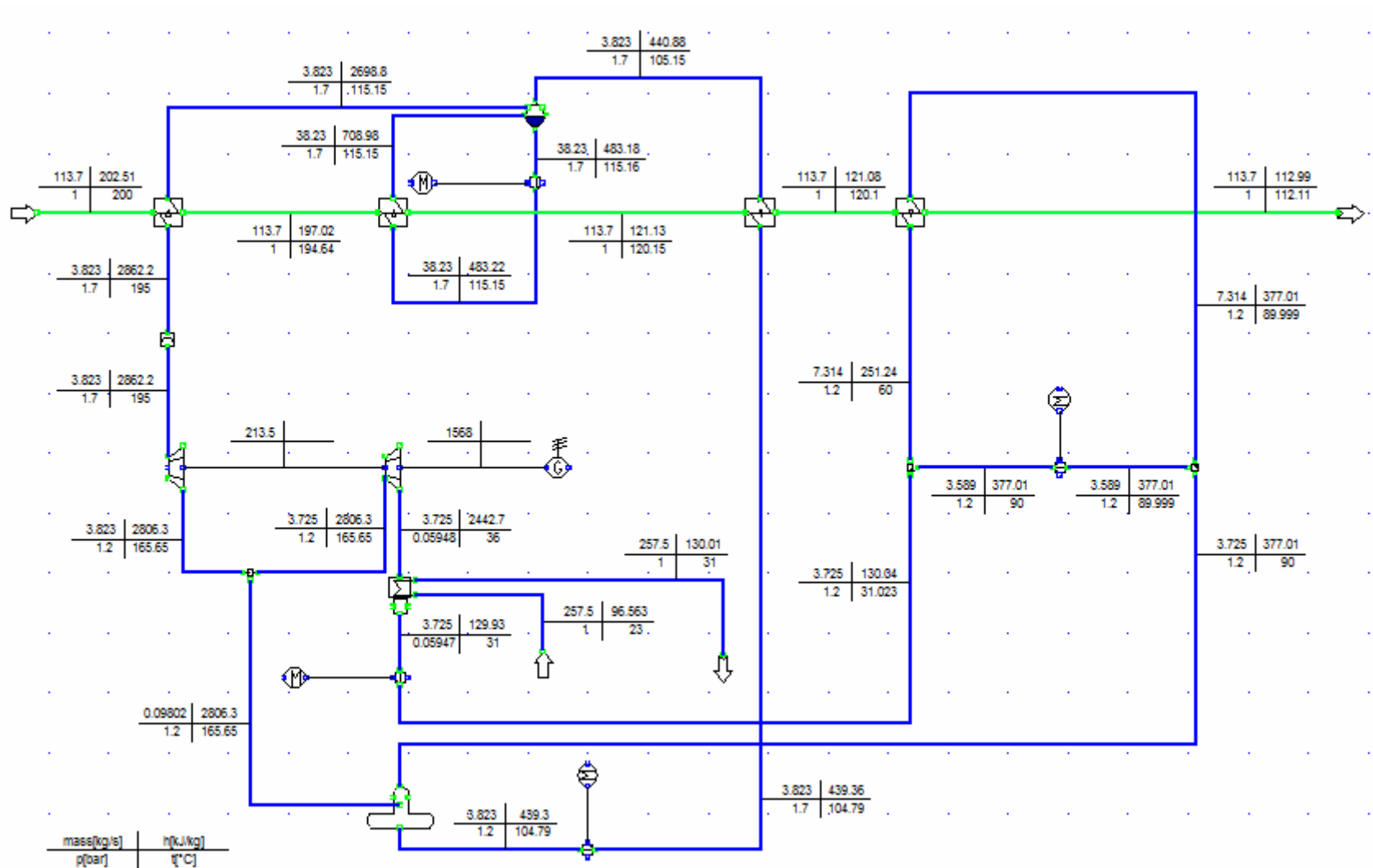


Abb. 35: IPSEpro - Modell Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung

Simulation von Abwärmeprozessen

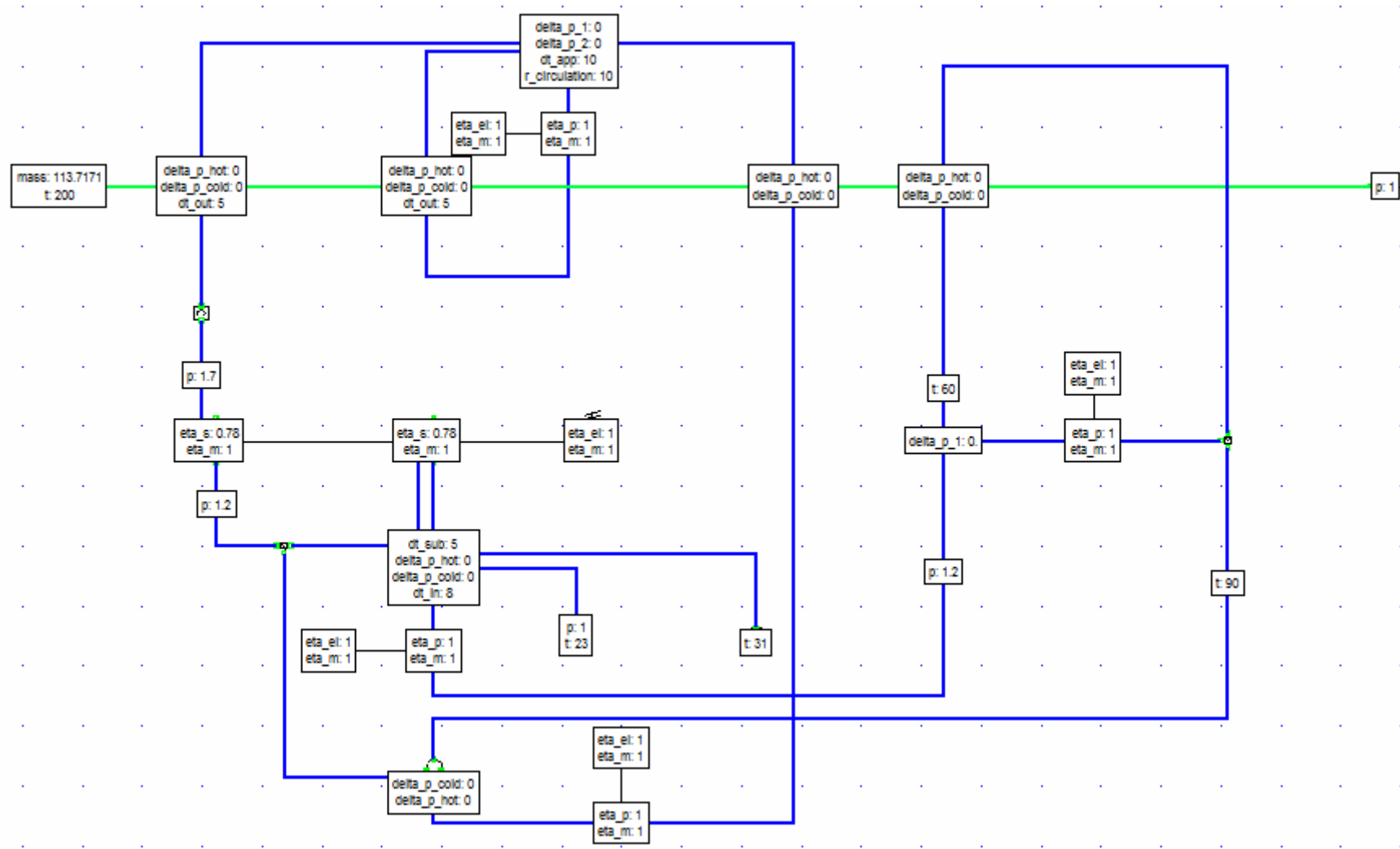


Abb. 36: Vorgegebene Parameter für den Eindruckprozess mit Kondensatvorwärmung

7.2.1.3 Zweidruckprozess ohne KV

Für den Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung sind folgende Werte definiert worden:

- Pinch Point Überhitzer/Verdampfer für Hochdruckteil/ Niederdruckteil: 5 °C
- Approachtemperatur Hochdruckteil/Niederdruckteil: 10 °C
- Umlaufzahl Hochdruckteil/Niederdruckteil: 10
- Druck im Niederdruckbereich: 3 bar
- Eintrittsdruck in den Speisewasserbehälter: 1,2 bar

Der Druckverlust an der Anschlussstelle des Niederdruckteils zwischen Hochdruckturbine und Mitteldruckturbine wird vernachlässigt. Auch hier wird wieder der gesamte Massenstrom über den Niederdruck – Eco geführt, um das Medium noch weiter abzukühlen.

Simulation von Abwärmeprozessen

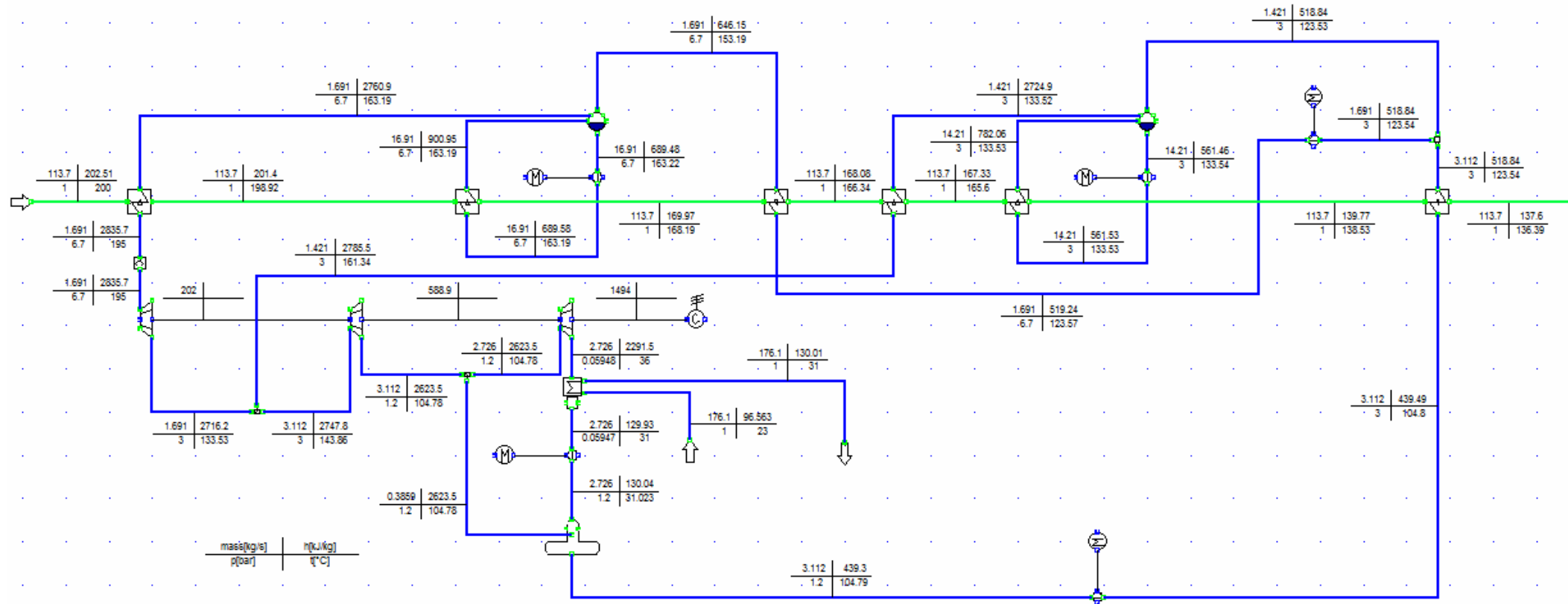


Abb. 37: IPSEpro - Modell Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung

Simulation von Abwärmeprozessen

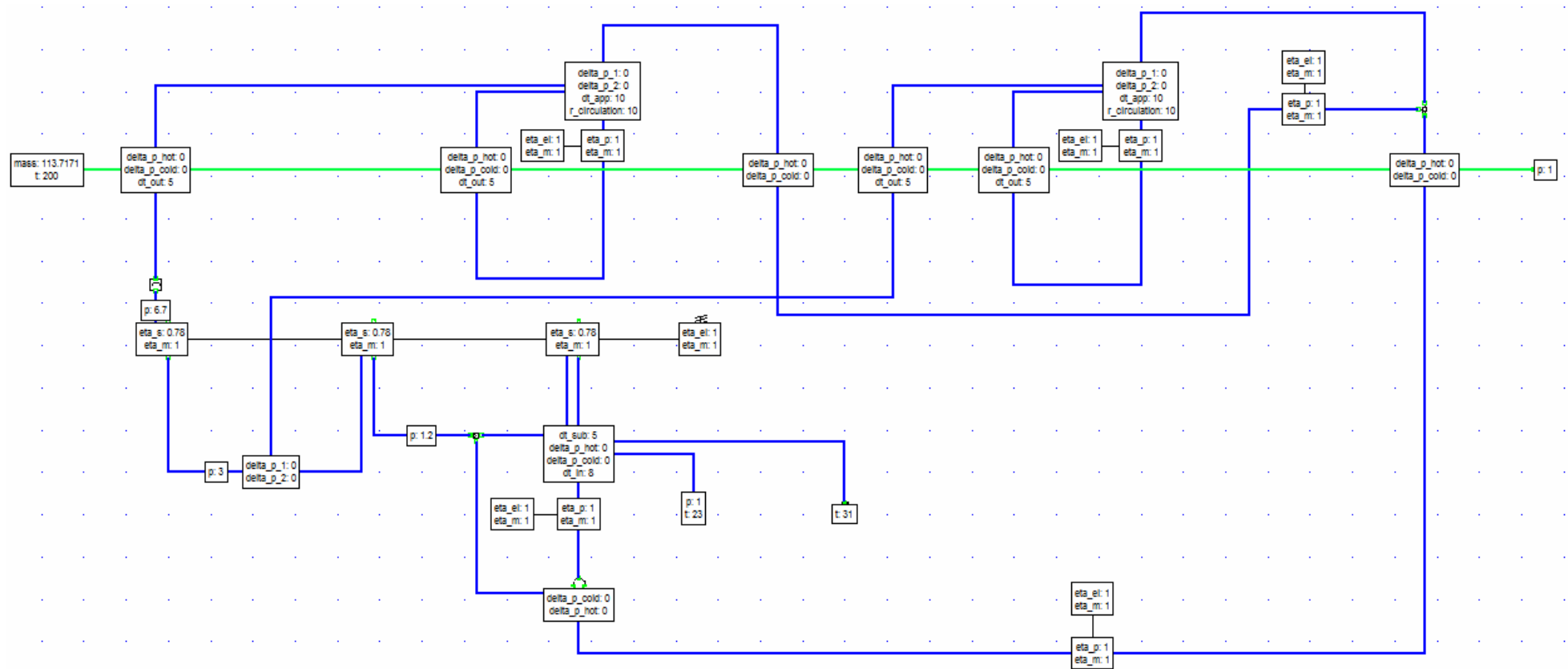


Abb. 38: Vorgegebene Parameter für den Zweidruckprozess ohne Kondensatvorwärmung

7.2.1.4 Zweidruckprozess mit KV

Die Parameter und Annahmen werden wie beim Prozess mit Kondensatvorwärmung definiert. Zusätzlich muss auch beim Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung die Eintritts – und Austrittstemperatur des Kondensatvorwärmers vorgegeben werden. Diese werden folgendermaßen gewählt:

- Eintrittstemperatur des KV: 60°C
- Austrittstemperatur des KV: 90°C

Die Druckverluste an den Anschlussstellen der Kurzschlussleitung werden vernachlässigt.

Simulation von Abwärmeprozessen

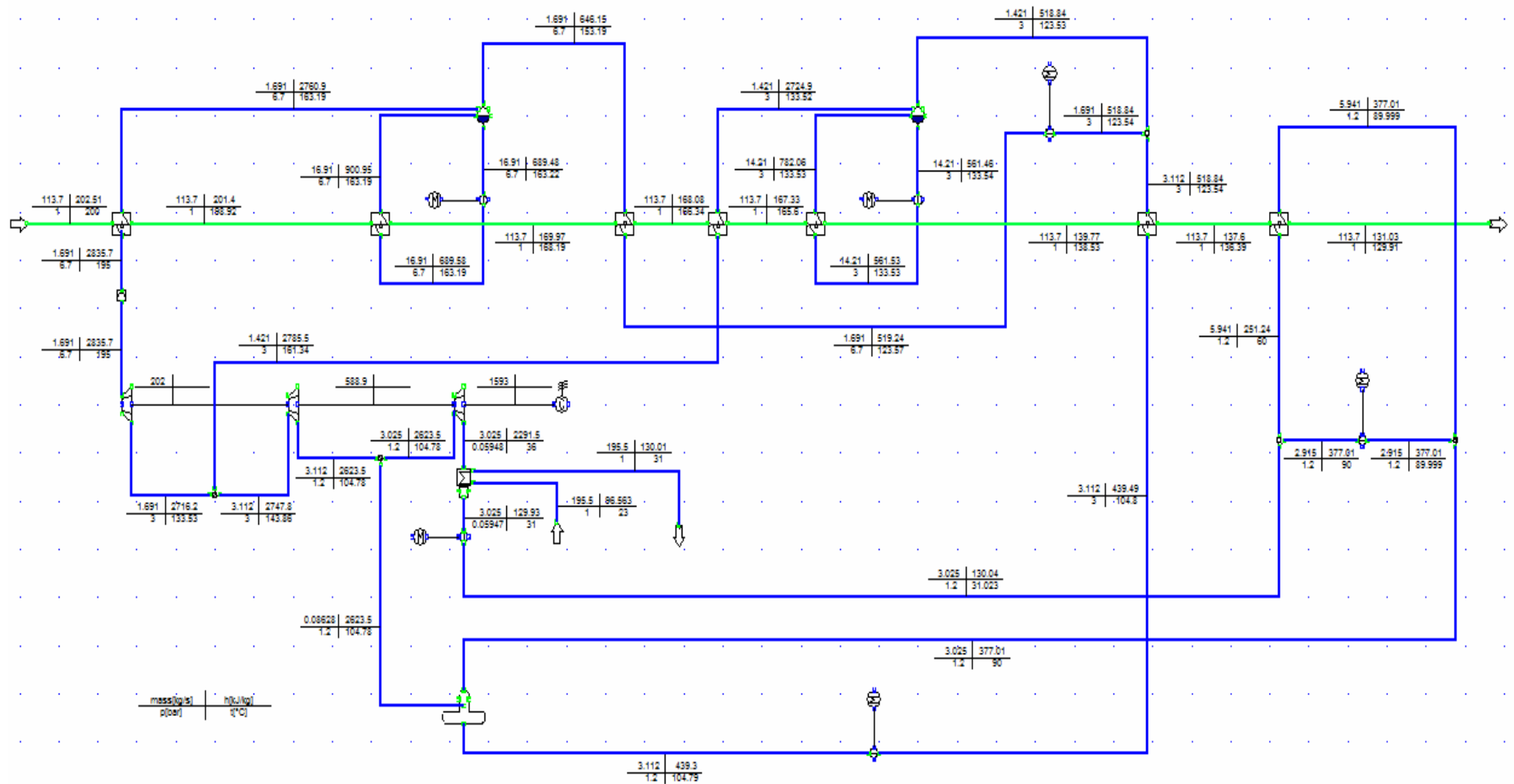


Abb. 39: IPSEpro - Modell Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung

Simulation von Abwärmeprozessen

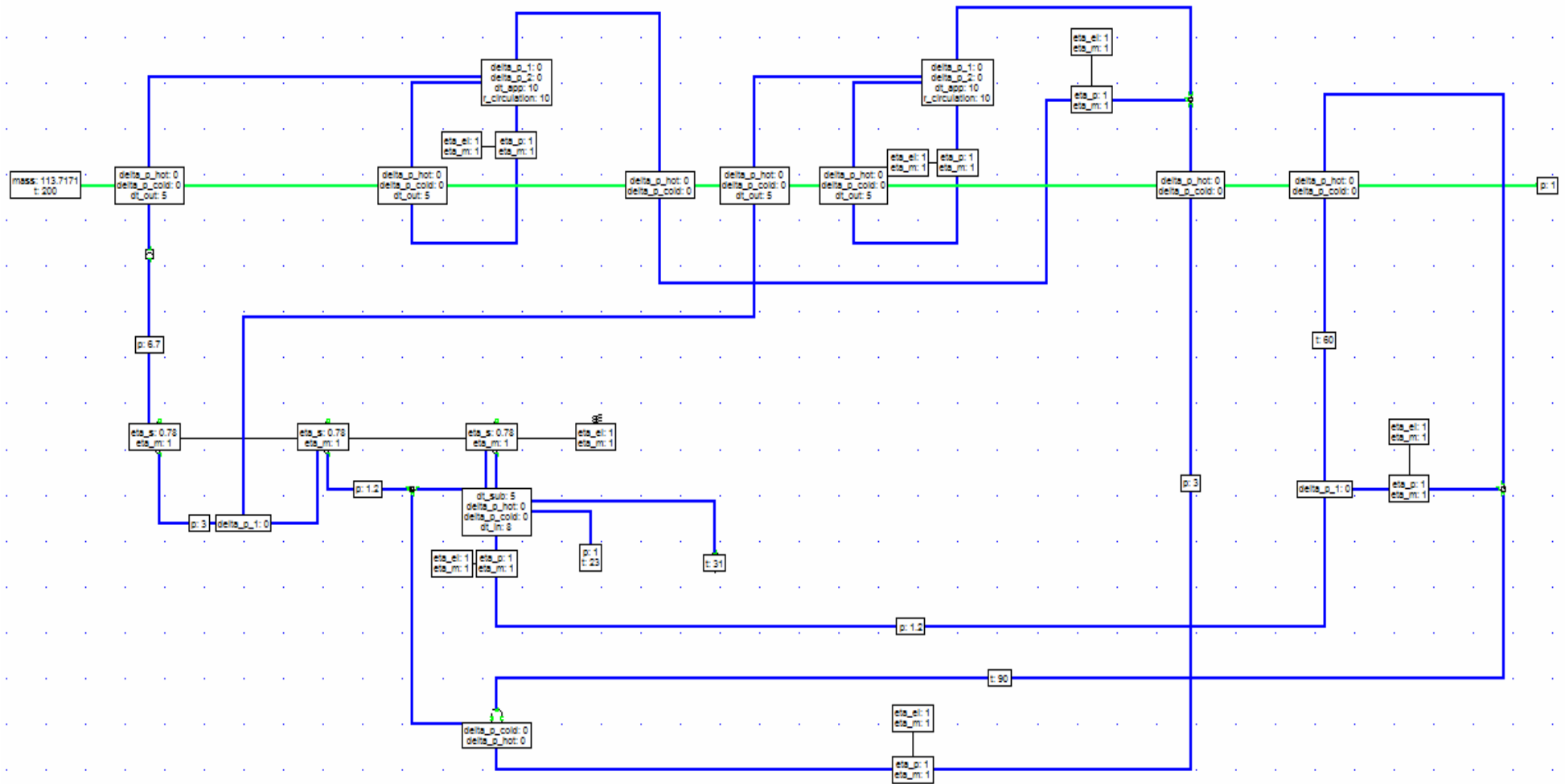


Abb. 40: Vorgegebene Parameter für den Zweidruckprozess mit Kondensatvorwärmung

7.2.2 ORC- Prozess

Hier wurde ebenfalls keine Überhitzung berücksichtigt. Der Vorwärmer erhitzt das Arbeitsmedium bis zur Siedelinie und im Verdampfer wird Wärme bis zur Taulinie zugeführt. Im Modell wird die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgaseintritt/Thermoölaustritt bzw. Rauchgasaustritt/Thermoöleintritt gleich angenommen, d.h. die beiden Geraden verlaufen parallel. Die Temperaturdifferenzen wurden für jedes Arbeitsfluid anders gewählt, da sonst die Thermoölaustrittstemperatur höher ist als die Austrittstemperatur des Arbeitsfluids. Aufgrund der Programmierung des Wärmetauschers ergibt sich dadurch eine negative Temperaturdifferenz und somit eine Fehlermeldung.

	Temperaturdifferenzen Rauchgaseintritt/Thermoölaustritt und Rauchgasaustritt/Thermoöleintritt
Toluene	5 °C
R 245 fa	10 °C
Pentan	20 °C

Tab. 10: Temperaturdifferenzen Rauchgas/Thermoöl

Es ist zu sagen, dass bei realen Rauchgasen die Temperaturdifferenzen aus Sicherheitsgründen um einiges höher angenommen werden müssen, aber da wir hier trockene Luft betrachten ist dies zulässig. Der Pinch Point am Verdampfer ist mit 5°C festgelegt. Die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasseraustritts - und Mediumseintrittstemperatur wird ebenfalls mit 5°C festgelegt. Durch diese Festlegung findet die Kondensation bei 36°C statt. Durch die Wahl des Subcoolings von 5°C ist die Kondensatoraustrittstemperatur 31°C.

Simulation von Abwärmeprozessen

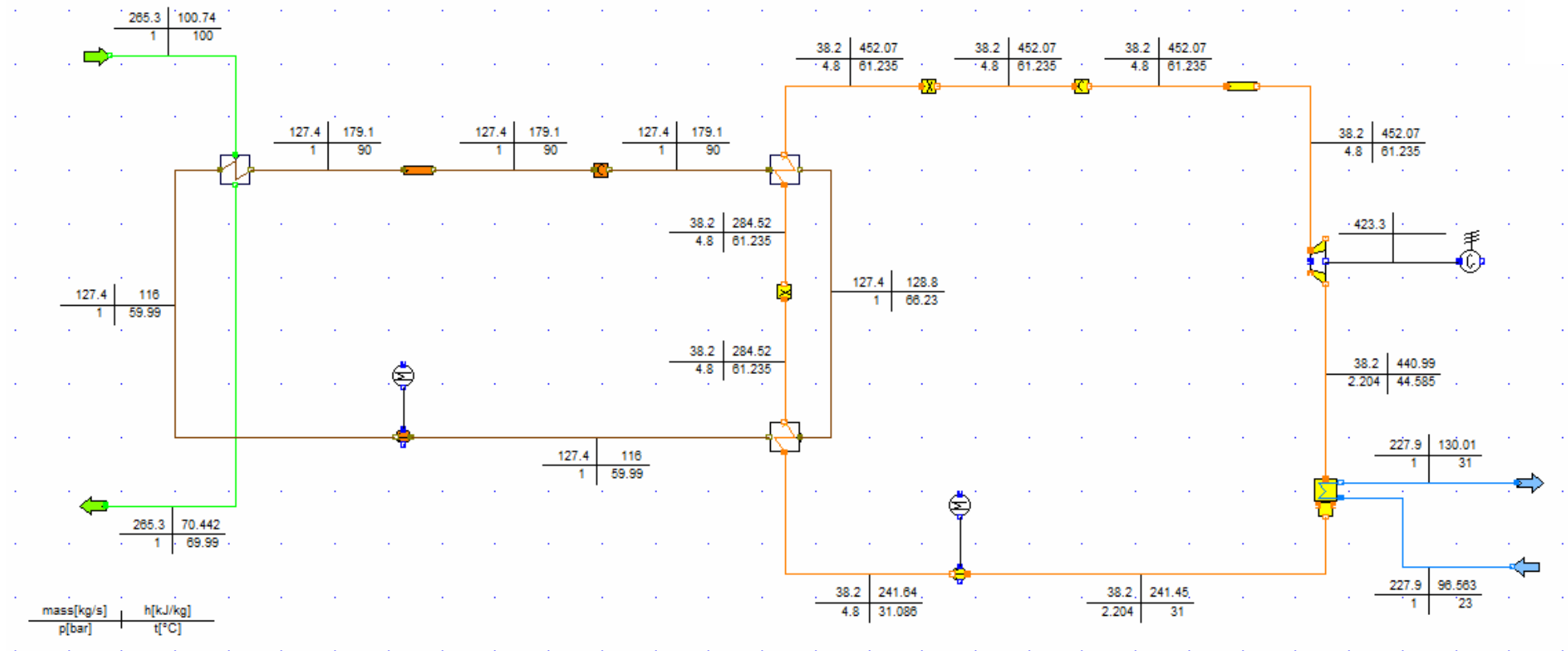


Abb. 41: IPSEpro - Modell des ORC - Prozesses

Simulation von Abwärmeprozessen

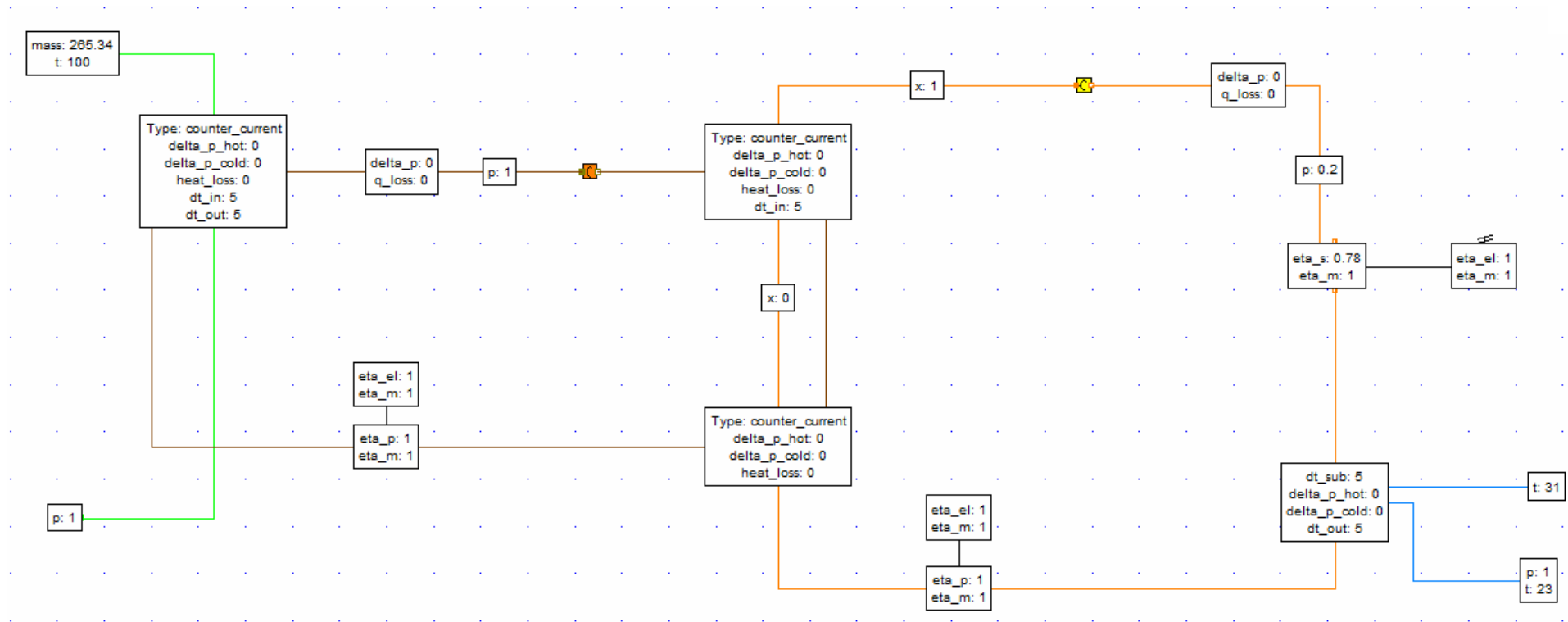


Abb. 42: Vorgegebene Parameter für den ORC - Prozess

7.2.3 Kalina – Prozess

Als Arbeitsmittel wird ein Zweistoffgemisch aus Wasser und Ammoniak verwendet. Daher wird ein zusätzlicher Freiheitsgrad durch die Konzentration des Gemisches gewonnen. Im Kalina-Prozess wird die Verdampfung und Kondensation durch eine Desorption bzw. Absorption ersetzt. Dementsprechend werden die Bauteile als Absorber (statt Kondensator) und Desorber (statt Verdampfer) bezeichnet. Die beiden Vorgänge sind nicht – isotherm. Durch die Zufuhr von Wärme im Verdampfer entsteht ein ammoniakreicher Dampf und eine ammoniakarme Flüssigkeit. Die beiden Phasen werden anschließend im Separator getrennt, wobei der Dampf über die Turbine geleitet, dadurch entspannt wird und somit Arbeit abgibt. Danach werden Flüssigkeit und Dampf zusammengeführt und im Kondensator verflüssigt. Durch die Speisepumpe wird die Grundlösung wieder auf Verdampferdruck gebracht. Es können auch Rekuperatoren zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades eingesetzt werden. Von Vorteil ist auch, dass aufgrund der Ähnlichkeit der entscheidenden Stoffeigenschaften von Wasser und Ammoniak kommerziell verfügbare Dampfturbinen verwendet werden können.

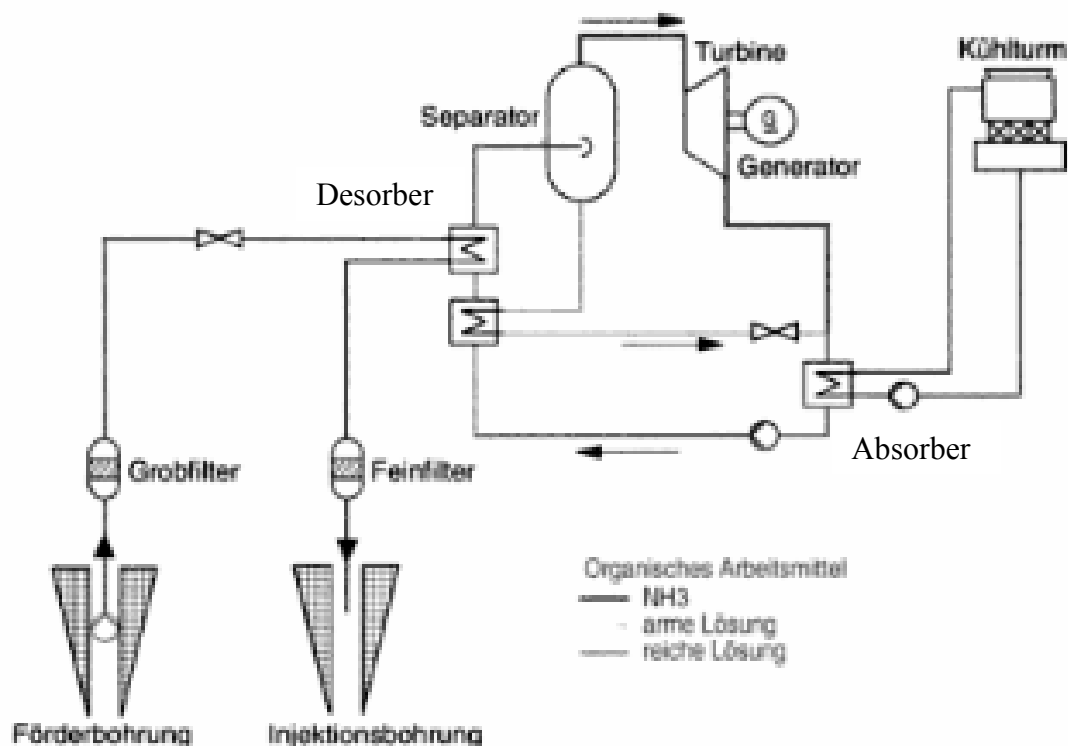


Abb. 43: Schematischer Aufbau eines Kalina- Prozesses [37]

7.2.3.1 Gewählte Prozessparameter

Die Temperaturdifferenzen zwischen den Ein – und Austrittstemperaturen am Rauchgas-Thermoölmärmetauscher wurden mit 5°C festgelegt. Die Dampfmenge die über die Turbine abgearbeitet wird, beträgt 10% des Gesamtmassenstroms. Der Druckverlust an der Anschlussstelle, in dem das im Separator abgetrennte Kondensat wieder in den Kreislauf eingefügt wird, ist hier vernachlässigt worden. Die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwassereintritts - und Mediums Austrittstemperatur mit 8°C definiert. Dadurch wurde der Kondensatoraustrittstemperatur auf 31°C eingestellt.

Simulation von Abwärmeprozessen

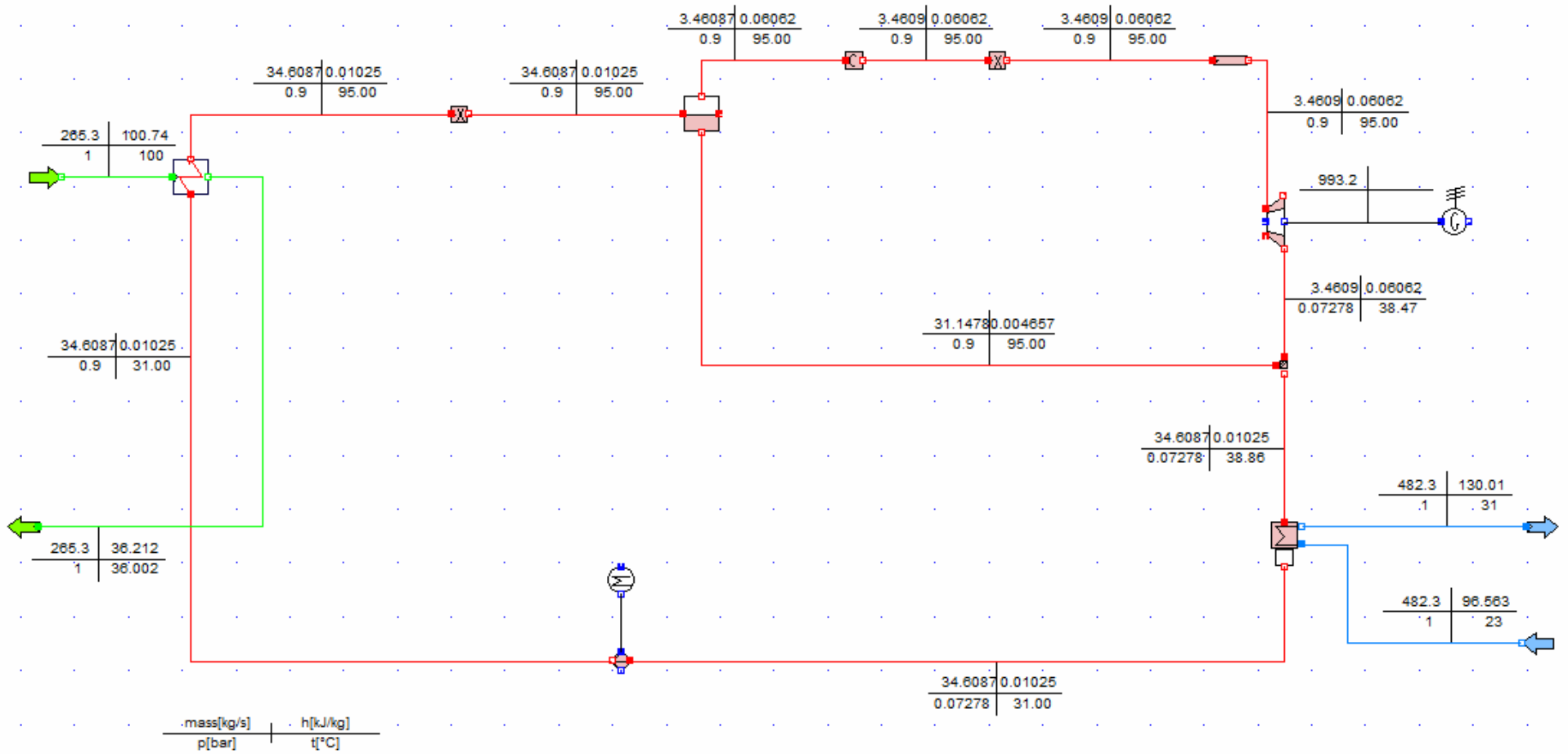


Abb. 44: IPSEpro - Modell Kalina - Prozess

Simulation von Abwärmeprozessen

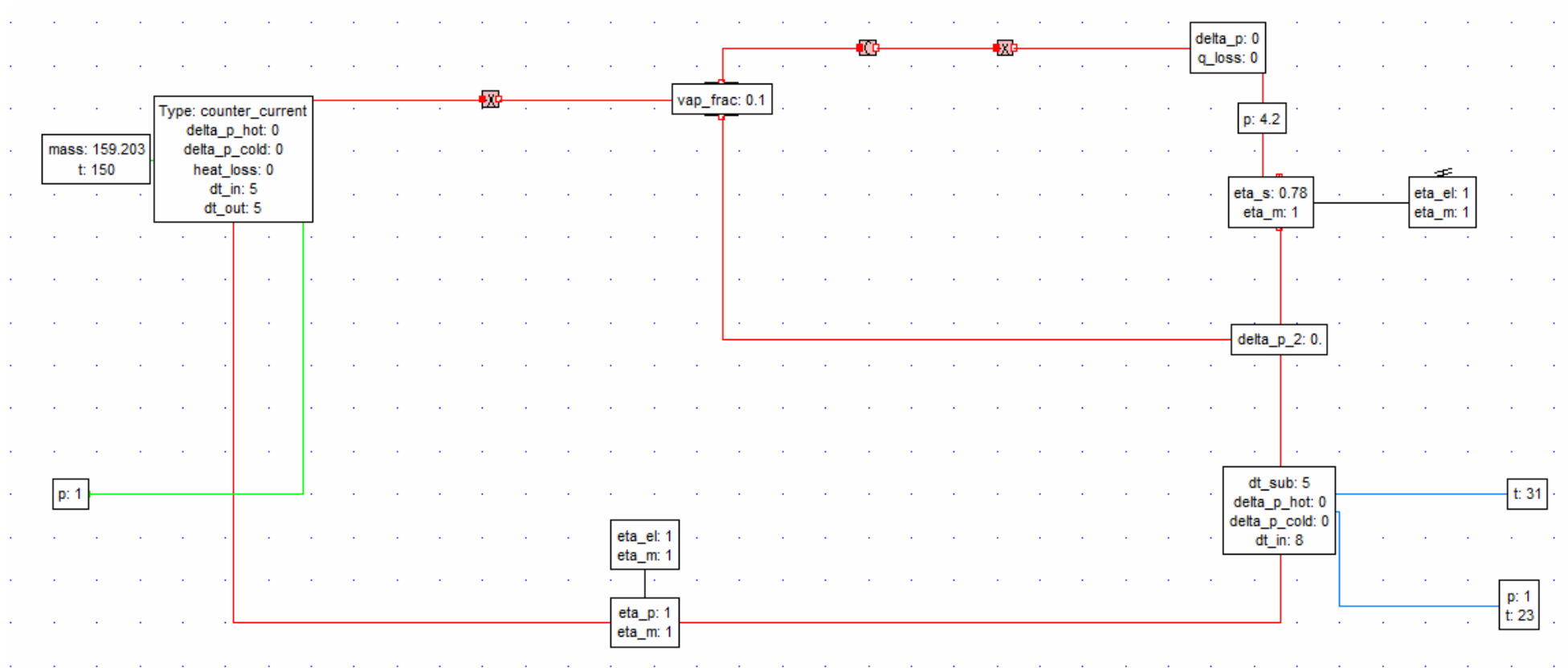


Abb. 45: Vorgegebene Parameter für den Kalina - Prozess

7.3 Auswertung der Ergebnisse

Ergebnisse der Parameterstudie:

Die Daten werden in ein $P-T_{\text{Abgas}}$ -und $\eta_{\text{th}}-T_{\text{Abgas}}$ - Diagramm eingetragen. Dabei wird die maximale Leistung und Wirkungsgrad für jede Abgastemperatur eingetragen. Das $P-T_{\text{Abgas}}$ - Diagramm soll zeigen, welcher Prozess die maximale Leistung für eine bestimmte Abgastemperatur erzielt.

T_{Abgas}	400°C		350°C		300°C		250°C		200°C		150°C		100°C	
	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$	P[kW]	$\eta_{\text{th}}[\%]$
Eindruckprozess ohne KV	3452,3	0,27	2964,6	0,24	2469,1	0,22	1963,2	0,19	1443	0,16	-	-	-	-
Eindruckprozess mit KV	3604,4	0,25	3112,9	0,23	2612,7	0,21	2100,6	0,18	1568	0,15	-	-	-	-
Zweidruckprozess ohne KV	3972,4	0,27	3506,1	0,25	2957,6	0,24	2301,5	0,22	1493,9	0,20	-	-	-	-
Zweidruckprozess Mit KV	4149,1	0,26	3677,5	0,24	3115,9	0,23	2438,4	0,21	1593,4	0,20	-	-	-	-
Kalina - Prozess	-	-	-	-	-	-	-	-	1299,8	0,0672	1275,9	0,069	993,2	0,0578
ORC – Prozess R245fa	-	-	-	-	-	-	-	-	2584,8	0,14	1131,2	0,09	423,3	0,05
ORC – Prozess Toluene	-	-	-	-	-	-	2481	0,16	1738,3	0,13	1083,3	0,10	483,4	0,06
ORC – Prozess Pentan	-	-	-	-	-	-	3056,8	0,16	1603	0,12	847,4	0,09	260,6	0,04

Tab. 11: Ergebnisse der Parameterstudie

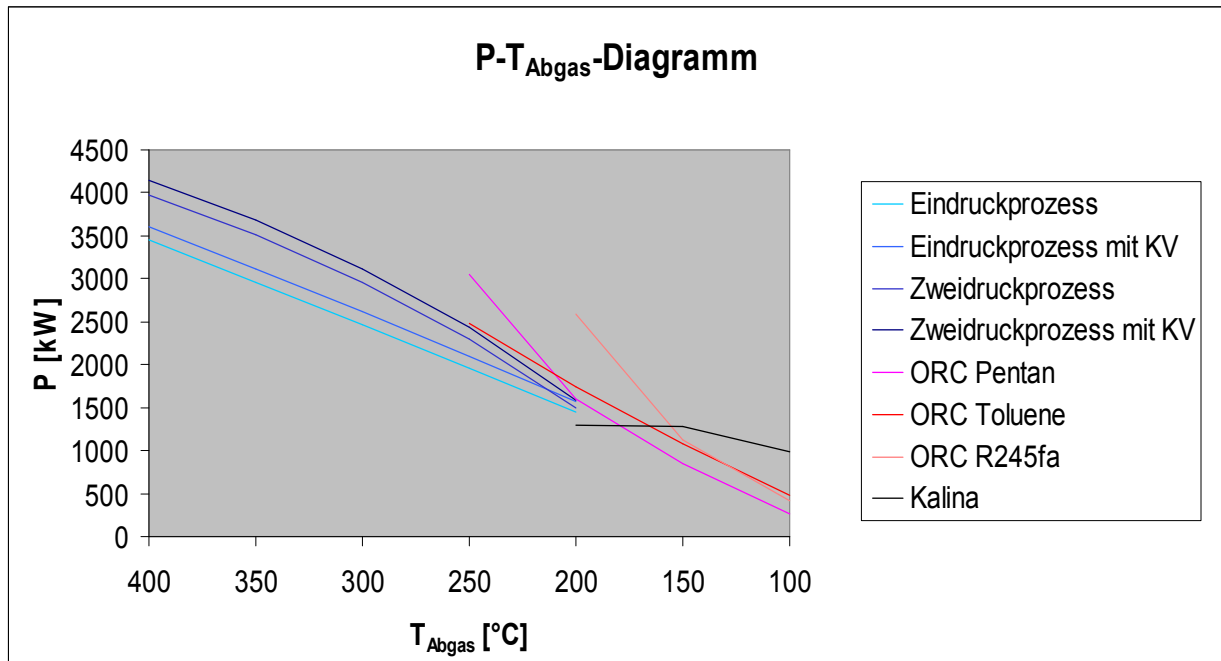


Abb. 46: P-T_{Abgas}-Diagramm

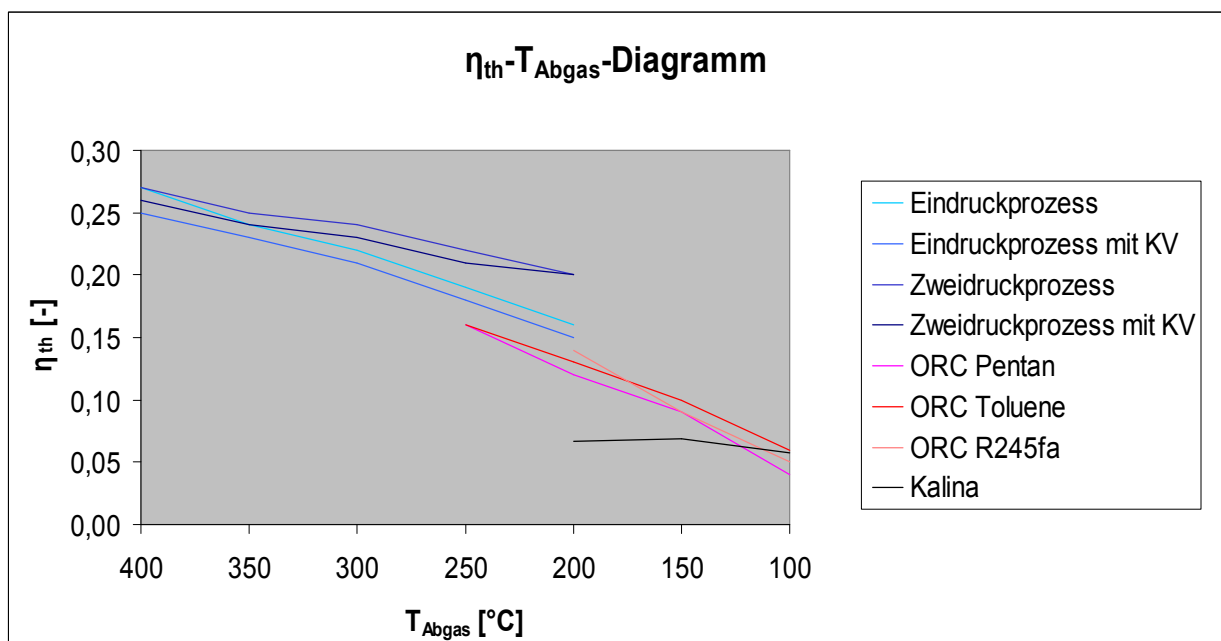


Abb. 47: η_{th} – T_{Abgas} -Diagramm

7.3.1 Diskussion der Ergebnisse

Die erste Aussage die man mit Hilfe des Diagramms treffen kann ist, dass Dampfkraftprozesse für hohe Abgastemperaturen besser geeignet sind, während sich ORC- und Kalina- Prozesse für niedrigere Temperaturen besser eignen. Die fallende Leistung mit fallender Abgastemperatur ergibt daher, dass weniger Wärme in den Prozess übertragen wird und somit auch weniger

Leistung produziert wird. Durch die höhere Abkühlung des Abgases im Zweidruckprozess im Gegensatz zum einfachen Dampfkraftprozess ergibt sich auch eine größer Leistung. Weiters muss man hier auch unterscheiden zwischen mit und ohne Kondensatvorwärmung. Die Leistung für Prozesse mit Kondensatvorwärmung ist deshalb leicht höher, da durch den Kondensatvorwärmer das Abgas weiter abgekühlt wird und somit der Prozess mehr Wärme aufnimmt. Auffallend ist, dass sich in den unteren Temperaturbereichen die Leistungsunterschiede zwischen Eindruck – und Zweidruckprozess sehr verringern bzw die Leistung des Zweidruckprozess ohne KV ist geringer als die des Eindruckprozess mit KV. Der Grund dafür liegt darin, dass der Betriebsdruck im Niederdruckteil mit 3 bar vorgegeben ist und somit nimmt der Vorteil bei niederen Temperaturen ab. Bei Senkung des Drucks im Niederdruckbereich würde mehr Leistung geliefert werden. Würde hier ein reales Rauchgas simuliert werden, dürfte das Abgas nicht beliebig abgekühlt werden, da eine Abkühlung unter den Taupunkt zur Korrosion und Verschmutzung der Anlage führt.

ORC- Prozesse haben bei niedrigen Temperaturen eine höhere Leistung als die Dampfkraftprozesse. Begründet wird das durch die Art des Arbeitsmittels. Ab einer Temperatur von 250°C produziert der ORC-Prozess mehr Leistung als die Dampfkraftprozesse. Der Grund dafür sind die Arbeitsmittel des ORC- Prozesses, die schon bei deutlich geringeren Temperaturen verdampfen. Weiters muss darauf geachtet werden, dass für verschiedene Abgastemperaturen auch die Arbeitsmedien angepasst werden müssen, um die maximale Leistung zu erhalten. Bei der Temperatur 150°C haben sich Toluene, bei 200°C R245fa und bei 250°C Pentan als bestes Arbeitsmittel herausgestellt. Es ist sehr schwierig, ohne genaue Analyse zu sagen, welches Medium die größte Leistung bringt. Allgemein kann man sagen, dass man mit steigender Abgastemperatur, Arbeitsmittel mit höherer kritischer Temperatur wählen muss. Da der ORC- Prozess aus Sicherheitsgründen einen Thermoölkreislauf als Zwischenkreislauf besitzt, kommt es natürlich auch zu Wärme – und Druckverlusten, was zu einer Leistungsminderung führt. Der Knick der R245fa - und der Pentan – Leistungskurve ist auf die unterschiedlich gewählten Temperaturdifferenzen zwischen Rauchgas/Arbeitsmedium zurückzuführen. Mit steigender Temperatur steigt die Bruttoleistung der beiden Medien aber über jene wo Toluen als Arbeitsmitte verwendet wird, d. h. die höher gewählten Temperaturdifferenzen vermindern die Leistung nicht mehr so erheblich.

Der Kalina- Prozess hat zwischen 100°C und 150°C eine höhere Leistung als die ORC- Prozess. Der thermische Wirkungsgrad ist theoretisch höher als beim ORC – Prozess. In der Praxis wurden noch zu wenige Anlagen gebaut, um eine Aussage zu treffen, ob diese theoretischen Vorteile realisiert werden könnten [41].

Es ist auch zu erwähnen, dass es sich hier nur um eine Bruttoleistung handelt. Da hier alle Druckverluste vernachlässigt werden und jeder Prozess einen prozessspezifischen Eigenverbrauch hat erhält man durch das obige Diagramm nur einen Überblick über die Leistungsausbeute.

Die Wirkungsgrade fallen wie erwartet mit fallender Abgastemperatur. Diese sind bei den Dampfprozessen deutlich höher als bei ORC – Prozesse. Würde man bei ORC - Prozesse eine Betriebsdruckbeschränkung machen, würde sich in Abhängigkeit vom Arbeitsmittel, ab einer gewissen Abgastemperatur, ein Wirkungsgradeinbruch ergeben. Mit Rekuperatoren würde man eine Verbesserung des Wirkungsgrades erhalten. Weiters haben die Dampfprozesse mit Kondensatvorwärmung einen geringeren thermischen Wirkungsgrad haben als ohne. Erklären lässt sich dies dadurch, dass die Steigerung der erzeugten Leistung im Vergleich zu dem zusätzlich durch die Kondensatvorwärmung in den Prozess eingebrachten Wärmestrom gering ausfällt. Bei den Zweidruckprozessen sind die thermischen Wirkungsgrade bei 200 °C gleich.

8 Schlussfolgerung

Im ersten Teil meiner Arbeit sollte ein mit Hilfe von VBA und EES ein Programm erstellt werden, dass die maximale Leistung bei gegebenen Abgasparametern findet. Mit diesem Programm lässt sich ein guter Überblick gewinnen, welche maximale Leistung mit einem Prozess für bestimmte Abgasparameter erzielt werden kann. Dies soll als Entscheidungshilfe für die Auswahl von Prozessen dienen. Dampfprozesse lassen sich bei höhere Temperaturen ($>400^{\circ}\text{C}$) aufgrund des Thermoöls im ORC – Prozess sinnvoller betreiben. ORC – und Kalina – Prozess werden zurzeit zur Niedertemperaturwärmenutzung verwendet, wobei bei Kalina – Prozess noch einige technische Probleme zu lösen sind, bevor dieser praxistauglich ist.

Um bei den Prozessen die maximale Leistung zu finden, werden so genannten MIN/MAX – Funktionen genutzt. Dazu müssen Startwerte für den Optimierungsalgorithmus vorgegeben werden. Es hat sich herausgestellt, dass manchmal keine oder eine nicht realistische Lösung gefunden wird, wenn der Startwert nicht richtig gewählt. Deshalb kann es manchmal zeitaufwendig sein den richtigen Startwert zu finden. Weiters stehen nur die in Kapitel 3.2.1 und 3.2.2 beschriebenen Schaltmöglichkeit von Dampfprozessen und ORC – Prozessen zur Verfügung. Sollte eine spezielle Schaltmöglichkeit gewünscht werden muss man diese extern programmieren und berechnen.

Aus der Parameterstudie kann man die Aussage treffen, dass Dampfprozesse für höhere ($>400^{\circ}\text{C}$) und die beiden anderen Prozesse für niedere Temperatur geeignet sind. Die ORC – Prozesse sind wegen ihres Arbeitsmittels, das bei geringeren Temperaturen als Wasser verdampft, in niederen Temperaturbereich dem Dampfprozess überlegen. Die thermischen Wirkungsgrade sind aber um einiges schlechter als beim Dampfprozess. Deshalb sollte vor allem der thermische Wirkungsgrad gesteigert werden. Er ist aber auch zum Teil auf die niedrigen Temperaturen des Fluids zurückzuführen. Eine Möglichkeit wäre die Verwendung von Gemischen als Arbeitsmittel anstatt von Reinstoffen. Damit wird eine nicht isotherme Verdampfung möglich und somit eine Erhöhung des Wirkungsgrads. Es zeigt sich auch, dass die Wahl des Arbeitsmittels die Leistungsausbeute erheblich beeinflusst. Bei einer hohen Abgastemperatur sollte man auch ein Fluid mit einem hohen kritischen Punkt auswählen.

Weiters stellt sich die Frage ob das Abgas bis zum Säuretaupunkt abgekühlt werden soll. Wie in Kapitel 2.1 wird der Druck durch die vorgegebene Steigung limitiert und somit die Leistung

Schlussfolgerung

verringert. Da die Abwärme gratis zur Verfügung steht, ist die Abkühlung bis zum Säuretaupunkt nicht erforderlich. Bei z.B. Geothermie oder Biomasse wo die Energiegewinnung mit hohen Kosten verbunden ist, muss die Situation anders betrachtet werden. Hier erscheint es sinnvoll so viel Wärme wie möglich in den Prozess einzubringen. Sollte das Medium aber nicht bis zu einer spezifischen Grenztemperatur abgekühlt werden, könnte, neben einer Steigerung der Leistung, bei einer dementsprechenden Austrittstemperatur des Arbeitsmediums, die Kombination mit z.B. einem Fernwärmenetz auch einen höheren Wirkungsgrad ergeben.

9 Zukünftige Arbeiten

Das erstellte Programm kann als Grundlage für eine Parameterstudie dienen. Für den ORC – Prozess kann man die Leistungen für verschiedene Abgasein – und austrittstemperaturen errechnen und dann in ein 3D – Diagramm eintragen. Diese kann als Grundlage für die Auswahl von Arbeitsmitteln bei verschiedenen Abgastemperaturen dienen. Die Werte könnten mit den Ergebnissen von Hrn. Knoglinger [16] verglichen werden um die beiden Modelle zu vergleichen. Weiters ist es möglich weitere Arbeitsmittel, vor allem nasse bzw. isentrope hinzuzufügen, da hier nur trockene berücksichtigt werden.

Es kann auch eine Studie bezüglich der Kosten von Prozessen durchgeführt werden. Es werden die k.A – Werte im Programm ausgegeben, welche für die Konstruktion als auch für die Kosten eine entscheidende Rolle spielen. Vor allem die richtige Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizient ist wichtig für die Kostenberechnung. Bei ORC – Prozessen können die Wärmetauscher (Verdampfer, Regenerator, Kondensator) bis zu 30% der Gesamtkosten ausmachen. Besonders die Wahl vom zu hohen Drücken führt zur Verwendung von teureren Materialien, weshalb sich die Kosten erheblich erhöhen. Der kostenintensivste Bauteil ist die Turbine, die bis zu 60% der Kosten einnehmen kann [27].

Bei Dampfprozessen für Abwärmenutzung findet man in der Literatur keine Anhaltspunkte über Kosten. Als Orientierung kann man GuD - Anlagen heranziehen. Dabei werden spezifische Investitionskosten von 500 - 1000 €/kW_{el} angegeben. Diese Kosten sind aber aufgrund der Tatsache, dass das Abgas gratis zur Verfügung niedriger.

10 Literaturverzeichnis

- [1] Aminian, A. ZareNezhad, B.: Accurate prediction of the dew points of acidic combustion gases by using an artificial neural network model. Elsevier Science Ltd. (2011) Nr. 52, S. 911-916
- [2] Baehr, H.D. Kabelac S.: Thermodynamik. 14. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 2009.
- [3] Colonna, P. Nannan, N.R. Guardone, A. Lemmon, E.W.: Multiparameter equations of state for selected siloxanes. Elsevier Science Direct (2006) Nr. 244, S. 193-211
- [4] Dai, Y. Wang, J. Gao, L.: Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low waste heat recovery. Elsevier Science Ltd. (2009) Nr. 50, S. 576-582
- [5] Desai, N.B.: Bandyopadhyay S.: Process Integration of organic Rankine cycles. Elsevier Science Ltd. (2008) Nr. 34, S. 1674-1686
- [6] Di Pippo, Ronald. Geothermal Power Plants - Principles, Applications, Case studies and Environmental Impact. 2nd Edition. s.l. : Butterworth-Heinemann, 2007.
- [7] Norm DIN 5499 : Brennwert und Heizwert, Begriffe. Berlin: Beuth, 1972.
- [8] Drescher, U. Brüggemann, D.: Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. Elsevier Science Ltd. (2007) Nr. 27, S. 223-228
- [9] Drescher, U. Optimierungspotenzial des Organic Rankine Cycle für biomassegefeuerte und geothermische Wärmequellen. 1.Auflage. Logos Verlag Berlin GmbH, 2008.
- [10] Haider, M.: Skriptum zur VU Angewandte Thermodynamik. TU-Wien: Eigenverlag
- [11] Heberle, F. Peisinger, M. Brüggemann, D.: Konzepte zur effizienteren geothermische Stromerzeugung auf Basis des Organic Rankine Cycle, Beitrag "Der Geothermiekongress", 2009. Bochum

- [12] Held, B.: Excel-VBA. 1. Auflage. München: Markt+Technik Verlag 2003.
- [13] Held, B.: VBA Programmierung. 2. Auflage. Poing: Franzis Verlag GmbH 2006.
- [14] Hung, T.C. Shai, T.Y. Wang, S.K.: A Review of Organic Cycles (ORCs) for the Recovery of low-grade Waste Heat plants. Elsevier Science Ltd. (1997) Nr. 22, S. 661-667
- [15] Jonsson, M. Yan, J.: Exergy and Pinch Analysis of Diesel Engine Bottoming Cycles with Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid. Int.J. Applied Thermodynamics. (2000) Nr.2, S. 57-71
- [16] Knoglinger, M. Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery. Vienna University of Technology. 2011. Thesis.
- [17] Köhler, S.: Analyse und Vergleich binärer Kraftwerke. Berlin, Technische Universität Berlin, Fakultät für Prozesswissenschaften, Dr.-Ing.-Dissertation, 2005.
- [18] Köhler, S. Saadat, A.: Möglichkeiten und Perspektiven der geothermischen Stromerzeugung, GFZ Potsdam, Geothermie-Report, 2000.
- [19] Lai, N.A. Wendland, M. Fischer, J.: Working fluids for high temperature organic Rankine cycles. Elsevier Science Ltd. (2010) Nr. 29, S. 1207-1217
- [20] Lechner, C. Seume, J.: Stationäre Gasturbinen. 2. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 2010.
- [21] Lui, B.T. Chien, K.H. Wang, C. C.: Effect of working fluids on organic Rankine cycles for waste heat recovery. Elsevier Science Ltd. (2004) Nr. 36, S. 199-211
- [22] Mago, P.J. Chamra, L.M. Srinivasan, K. Somazaji, C.: An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. Applied Thermal Engineering (2008) Nr. 28, S. 998-1007

- [23] McBride, B. J., Zehe, M. J., Gordon, S. NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. [ed.] Glenn Research Center. 2002.
- [24] Mobil. <http://www.mobil.com>. /Mexico-English/Lubes/PDS/GLXXENINDMOMobiltherm_603.aspx. [Online]
- [25] Ogriseck, S.: Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. Elsevier Science Ltd. (2009) Nr. 29, S. 2843-2848
- [26] Pehnt, M. Bödeker, J. Arens, M. Jochem, E. Idrissova, F.: Die Nutzung industrieller Abwärme – technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung. Bericht im Rahmen des Vorhabens: „Wissenschaftliche Begleitforschung zu übergreifenden technischen, ökologischen, ökonomischen und strategischen Aspekten des nationalen Teils der Klimaschutzinitiative“. Heidelberg, Karlsruhe. 2010
- [27] Rowshanzadeh, R.: Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies. KTH Sweden. Thesis.
- [28] Sachverständigenbüro Brandstätter: Industrielle Abwärmenutzung: Beispiele & Technologien. Amt der Oö. Landesregierung: Direktion Umwelt und Wasserwirtschaft Abteilung Umweltschutz (2008)
- [29] Saleh, B. Koglbauer, G. Wendland, M. Fischer, J.: Working fluids for low temperature organic Rankine cycles. Elsevier Science Ltd. (2007) Nr. 32, S. 1210-1221
- [30] Schuster, A. Karellas, S. Kakaras, E. Spliethoff, H.: Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. Elsevier Science Ltd. (2009) Nr. 29, S. 1809-1817
- [31] Steiner A., Skriptum zur VU Numerische Prozesssimulation von thermischen Energieanlagen. TU-Wien: Eigenverlag
- [32] SimTech Simulation Technology: IPSEpro Process Simulator: Advanced Power Plant Library. Eigenverlag

- [33] SimTech Simulation Technology: IPSEpro Process Simulator: PSEExcel. Eigenverlag
- [34] Strauß, K.: Kraftwerkstechnik. 5. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 2009.
- [35] TRANSSOLAR Energietechnik Gmbh. Engineering Equation Solver
- [36] Valdimarsson, P.: Geothermal Energy Utilization Power and district heat production. 2010. Wien
- [37] Verein Deutscher Zementwerke: Zementherstellung, abgerufen am 11.10.2010, <http://www.vdz-online.de/>
- [38] VDI: VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag 2002.
- [39] VDI - Berichte: Geothermische Stromerzeugung: Stand der Technik und Perspektiven. Düsseldorf, VDI Verlag Gmbh 2002
- [40] Wei, D. Lu, X. Lu, Z. Gu, J.: Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. Elsevier Science Ltd. (2007) Nr. 48, S. 1113-1119
- [41] Wesselak, V. Schabbach, T.: Regenerative Energietechnik. 1. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 2009.
- [42] Zahoransky, R.: Energietechnik. 3. Auflage. Wiesbaden: Vieweg 2007.
- [43] Zaidi, M.: Praktikumsbericht zum Thema: Solarenergie, WS 04/05

11 Anhang

11.1 Nomenklatur

Hier werden die restlichen im Programm verwendeten Variablen erklärt.

11.1.1 Eindruckprozess

Variable	Bedeutung	Einheit
$h[i]$	Enthalpie im Zustand i	kJ/kg
$s[i]$	Entropie im Zustand i	kJ/kgK
$T[i]$	Temperatur im Zustand i	°C
$v[i]$	Spezifisches Volumen im Zustand i	m³/kg
$x[i]$	Dampfgehalt im Zustand i	-
$T_{\text{pinch}_\text{Ü}}$	Pinch Point Überhitzer	°C
$T_{\text{pinch}_\text{V}}$	Pinch Point Verdampfer	°C
$T_{\text{pinch}_\text{K}}$	Pinch Point Kondensator	°C
T_{approach}	Approach	°C
T_{sub}	Subcooling	°C
$T_{\text{m}_\text{Ü}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Überhitzer	K
T_{m_V}	Logarithmische Mitteltemperatur Verdampfer	K
T_{m_Eco}	Logarithmische Mitteltemperatur Eco	K
T_{m_KV}	Logarithmische Mitteltemperatur Kondensatvorwärmer	K
$T_{\text{Gr}_\text{Ü}}$	Große Temperaturdifferenz Überhitzer	K
$T_{\text{Kl}_\text{Ü}}$	Kleine Temperaturdifferenz Überhitzer	K
T_{Gr_V}	Große Temperaturdifferenz Verdampfer	K
T_{Kl_V}	Kleine Temperaturdifferenz Verdampfer	K
T_{Gr_Eco}	Große Temperaturdifferenz Eco	K
T_{Kl_Eco}	Kleine Temperaturdifferenz Eco	K
T_{Gr_KV}	Große Temperaturdifferenz Kondensatvorwärmer	K
T_{Kl_KV}	Kleine Temperaturdifferenz Kondensatvorwärmer	K
$E_{\text{dot}_\text{Ü}}$	Exergieverlust Überhitzer	kW
$E_{\text{dot}_\text{Verdampfer}}$	Exergieverlust Verdampfer	kW
$E_{\text{dot}_\text{Eco}}$	Exergieverlust Eco	kW
E_{dot_KV}	Exergieverlust Kondensatvorwärmer	kW
$O_{\text{dot}_\text{Überhitzer}}$	Übertragene Wärmeleistung Überhitzer	kW
$O_{\text{dot}_\text{Verdampfer}}$	Übertragene Wärmeleistung Verdampfer	kW
$O_{\text{dot}_\text{Eco}}$	Übertragene Wärmeleistung Eco	kW
O_{dot_KV}	Übertragene Wärmeleistung Kondensatvorwärmer	kW
O_{ab}	Restwärme Abgas im Bezug auf dem Säuretaupunkt	kW
$k.A_{\text{Ü}}$	k.A – Wert Überhitzer	kW/K
$k.A_{\text{V}}$	k.A – Wert Verdampfer	kW/K
$k.A_{\text{Eco}}$	k.A – Wert Eco	kW/K
$k.A_{\text{KV}}$	k.A – Wert Kondensatvorwärmer	kW/K
$dh_{\text{pumpe}_\text{K}}$	Enthalpiedifferenz Speisewasserpumpe	kJ/kg
$dh_{\text{pumpe}_\text{S}}$	Enthalpiedifferenz Pumpe nach Speisewasserbehälter	kJ/kg
cp_{W1}	Wärmekapazität des Wassers im Bereich des Approachs	kJ/kgK

Tab. 12: Nomenklatur Eindruckprozess

11.1.2 Zweidruckprozess

Variable	Bedeutung	Einheit
$h[i]$	Enthalpie im Zustand i	kJ/kg
$s[i]$	Entropie im Zustand i	kJ/kgK
$T[i]$	Temperatur im Zustand i	°C
$v[i]$	Spezifisches Volumen im Zustand i	m³/kg
$x[i]$	Dampfgehalt im Zustand i	-
$T_{\text{pinch } \ddot{U} \text{ HD}}$	Pinch Point Hochdrucküberhitzer	°C
$T_{\text{pinch } \ddot{U} \text{ ND}}$	Pinch Point Niederdrucküberhitzer	°C
$T_{\text{pinch } V \text{ HD}}$	Pinch Point Hochdruckverdampfer	°C
$T_{\text{pinch } V \text{ ND}}$	Pinch Point Niederdruckverdampfer	°C
$T_{\text{pinch } K}$	Pinch Point Kondensator	°C
$T_{\text{approach HD}}$	Approach Hochdruckteil	°C
$T_{\text{approach ND}}$	Approach Niederdruckteil	°C
T_{sub}	Subcooling	°C
$T_{m \ddot{U} \text{ HD}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Hochdrucküberhitzer	K
$T_{m \ddot{U} \text{ ND}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Niederdrucküberhitzer	K
$T_{m V \text{ HD}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Hochdruckverdampfer	K
$T_{m V \text{ ND}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Niederdruckverdampfer	K
$T_{m \text{ Eco HD}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Hochdruck - Eco	K
$T_{m \text{ Eco ND}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Niederdruck - Eco	K
$T_{m \text{ KV}}$	Logarithmische Mitteltemperatur Kondensatvorwärmer	K
$T_{\text{Gr HD } \ddot{U}}$	Große Temperaturdifferenz Hochdrucküberhitzer	K
$T_{\text{Kl HD } \ddot{U}}$	Kleine Temperaturdifferenz Hochdrucküberhitzer	K
$T_{\text{Gr ND } \ddot{U}}$	Große Temperaturdifferenz Niederdrucküberhitzer	K
$T_{\text{Kl ND } \ddot{U}}$	Kleine Temperaturdifferenz Niederdrucküberhitzer	K
$T_{\text{Gr HD } V}$	Große Temperaturdifferenz Hochdruckverdampfer	K
$T_{\text{Kl HD } V}$	Kleine Temperaturdifferenz Hochdruckverdampfer	K
$T_{\text{Gr ND } V}$	Große Temperaturdifferenz Niederdruckverdampfer	K
$T_{\text{Kl ND } V}$	Kleine Temperaturdifferenz Niederdruckverdampfer	K
$T_{\text{Gr HD Eco}}$	Große Temperaturdifferenz Hochdruck - Eco	K
$T_{\text{Kl HD Eco}}$	Kleine Temperaturdifferenz Hochdruck - Eco	K
$T_{\text{Gr ND Eco}}$	Große Temperaturdifferenz Niederdruck - Eco	K
$T_{\text{Kl ND Eco}}$	Kleine Temperaturdifferenz Niederdruck - Eco	K
$T_{\text{Gr KV}}$	Große Temperaturdifferenz Kondensatvorwärmer	K
$T_{\text{Kl KV}}$	Kleine Temperaturdifferenz Kondensatvorwärmer	K
$E_{\text{dot } \ddot{U} \text{ HD}}$	Exergieverlust Hochdrucküberhitzer	kW
$E_{\text{dot } \ddot{U} \text{ ND}}$	Exergieverlust Niederdrucküberhitzer	kW
$E_{\text{dot Verdampfer HD}}$	Exergieverlust Hochdruckverdampfer	kW
$E_{\text{dot Verdampfer ND}}$	Exergieverlust Niederdruckverdampfer	kW
$E_{\text{dot Eco HD}}$	Exergieverlust Hochdruck - Eco	kW
$E_{\text{dot Eco ND}}$	Exergieverlust Niederdruck - Eco	kW
$E_{\text{dot KV}}$	Exergieverlust Kondensatvorwärmer	kW
$O_{\text{dot Überhitzer HD}}$	Übertragene Wärmeleistung Hochdrucküberhitzer	kW
$O_{\text{dot Überhitzer ND}}$	Übertragene Wärmeleistung Niederdrucküberhitzer	kW
$O_{\text{dot Verdampfer HD}}$	Übertragene Wärmeleistung Hochdruckverdampfer	kW
$O_{\text{dot Verdampfer ND}}$	Übertragene Wärmeleistung Niederdruckverdampfer	kW
$O_{\text{dot Eco HD}}$	Übertragene Wärmeleistung Hochdruck - Eco	kW
$O_{\text{dot Eco ND}}$	Übertragene Wärmeleistung Niederdruck - Eco	kW
$O_{\text{dot KV}}$	Übertragene Wärmeleistung Kondensatvorwärmer	kW
O_{ab}	Restwärme Abgas im Bezug auf dem Säuretaupunkt	kW

Anhang

k.A_Ü_HD	k.A – Wert Hochdrucküberhitzer	kW/K
k.A_Ü_ND	k.A – Wert Niederdrucküberhitzer	kW/K
k.A_V_HD	k.A – Wert Hochdruckverdampfer	kW/K
k.A_V_ND	k.A – Wert Niederdruckverdampfer	kW/K
k.A_Eco_HD	k.A – Wert Hochdruck - Eco	kW/K
k.A_Eco_ND	k.A – Wert Niederdruck - Eco	kW/K
k.A_KV	k.A – Wert Kondensatvorwärmer	kW/K
dh_pumpe_K	Enthalpiedifferenz Speisewasserpumpe	kJ/kg
dh_pumpe_S	Enthalpiedifferenz Pumpe nach Speisewasserbehälter	kJ/kg
dh_pumpe_HD	Enthalpiedifferenz Pumpe im Hochdruckteil	kJ/kg
cp_W1	Wärmekapazität des Wassers im Bereich des Approachs im Hochdruckteil	kJ/kgK
cp_W2	Wärmekapazität des Wassers im Bereich des Approachs im Niederdruckteil	kJ/kgK

Tab. 13: Nomenklatur Zweidruckprozess

11.1.3 ORC – Prozess

Variable	Bedeutung	Einheit
h[i]	Enthalpie im Zustand i	kJ/kg
s[i]	Entropie im Zustand i	kJ/kgK
T[i]	Temperatur im Zustand i	°C
v[i]	Spezifisches Volumen im Zustand i	m³/kg
p[i]	Druck im Zustand i	bar
T_pinch_UE	Pinch Point Überhitzer	°C
T_pinch_V	Pinch Point Verdampfer	°C
T_pinch_K	Pinch Point Kondensator	°C
T_sub	Subcooling	°C
T_UE_m	Logarithmische Mitteltemperatur Überhitzer	K
T_V_m	Logarithmische Mitteltemperatur Verdampfer	K
T_HE_m	Logarithmische Mitteltemperatur Vorwärmer	K
T_GT_m	Logarithmische Mitteltemperatur Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauscher	K
T_Gr_GT	Große Temperaturdifferenz Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauscher	K
T_Kl_GT	Kleine Temperaturdifferenz Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauscher	K
T_Gr_UE	Große Temperaturdifferenz Überhitzer	K
T_Kl_UE	Kleine Temperaturdifferenz Überhitzer	K
T_Gr_Boiling	Große Temperaturdifferenz Verdampfer	K
T_Kl_Boiling	Kleine Temperaturdifferenz Verdampfer	K
T_Gr_HE	Große Temperaturdifferenz Vorwärmer	K
T_Kl_HE	Kleine Temperaturdifferenz Vorwärmer	K
E_dot_UE	Exergieverlust Überhitzer	kW
E_dot_Boiling	Exergieverlust Verdampfer	kW
E_dot_HE	Exergieverlust Vorwärmer	kW
E_dot_GT	Exergieverlust Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauscher	kW
O_dot_UE	Übertragene Wärmeleistung Überhitzer	kW
O_dot_Boiling	Übertragene Wärmeleistung Verdampfer	kW
O_dot_HE	Übertragene Wärmeleistung Vorwärmer	kW
O_dot_GT	Übertragene Wärmeleistung Kondensatvorwärmer	kW
k.A_UE	k.A – Wert Überhitzer	kW/K
k.A_V	k.A – Wert Verdampfer	kW/K
k.A_HE	k.A – Wert Vorwärmer	kW/K

k.A_GT	k.A – Wert Rauchgas/Thermoöl - Wärmetauscher	kW/K
dh_pumpe	Enthalpiedifferenz Arbeitsmittelpumpe	kJ/kg

Tab. 14: Nomenklatur ORC - Prozess

11.2 Programme

11.2.1 Eindruckprozess ohne KV

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\Dampfprozess.csv' T[13] m_dot_Abgas T[18]
T_pinch_Ü T_pinch_V T_approach T[3] T_pinch_K T_sub Eta_s_HT Eta_s_NT Eta_s_Pumpe
Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el xi_W xi_SO3 p_Abgas
cp_Abgas
```

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

```
PROCEDURE
T_M(T[13];T[14];T[8];T[7];T[16];T[17];T[4];T[5]:T_Gr_Ü;T_Kl_Ü;T_Gr_V;T_Kl_V;T_Gr_
Eco;T_Kl_Eco)
IF (T[13]-T[8])<(T[14]-T[7]) THEN
T_Gr_Ü=T[14]-T[7]
T_Kl_Ü=T[13]-T[8]
ELSE
T_Gr_Ü=T[13]-T[8]
T_Kl_Ü=T[14]-T[7]
ENDIF
IF (T[14]-T[7])<(T[16]-T[5]) THEN
T_Gr_V=T[16]-T[5]
T_Kl_V=T[14]-T[7]
ELSE
T_Gr_V=T[14]-T[7]
T_Kl_V=T[16]-T[5]
ENDIF
IF (T[16]-T[5])<(T[17]-T[4]) THEN
T_Gr_Eco=T[17]-T[4]
T_Kl_Eco=T[16]-T[5]
ELSE
T_Gr_Eco=T[16]-T[5]
T_Kl_Eco=T[17]-T[4]
ENDIF
END
```

"Berechnung der Restwärmemenge wenn die Abgastemperatur oberhalb des Säuretaupunkts liegt"

```
PROCEDURE T_vergleich(T[17];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas:Q_ab)
IF (T_tau< T[17]) THEN
Q_ab=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[17]-T_tau)
ELSE
Q_ab=0
ENDIF
END
```

Anhang

"Hier wird unterschieden ob die Expansion der Niederdruckturbine in 2-Phasen Gebiet oder im überhitzten Bereich erfolgt"

PROCEDURE

TpinchK(Am\$,h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;T[18];h[1];p[11];h[10];s[10];T[10];T_pinch_K:
T[20];T[19];h[11];s[11];T[11];h[12];s[12];T[12];s[19];s[20];m_dot_KW;Q_dot_Condensor)

IF (h_grenz>=h[10]) THEN

s[12]=entropy(Am\$,p=p[11];x=0)

T[12]=temperature(Am\$,p=p[11];x=0)

h[12]=enthalpy(Am\$,p=p[11];x=0)

T[11]=T[10]

s[11]=s[10]

h[11]=h[10]

s[19]=s[10]

s[20]=s[10]

T[19]=T[11]-T_pinch_K

T[20]=T[19]

Q_dot_Condensor=m_dot_D_NDT*(h[10]-h[1])

m_dot_KW=Q_dot_Condensor/(cp_W*(T[20]-T[18]))

Else

s[12]=entropy(Am\$,p=p[11];x=0)

T[12]=temperature(Am\$,p=p[11];x=0)

h[12]=enthalpy(Am\$,p=p[11];x=0)

s[11]=entropy(Am\$,p=p[11];x=1)

T[11]=temperature(Am\$,p=p[11];x=1)

h[11]=enthalpy(Am\$,p=p[11];x=1)

T[19]=T[11]-T_pinch_K

Q_dot_Condensor1=m_dot_D_NDT*(h[10]-h[11])

Q_dot_Condensor2=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[1])

m_dot_KW=Q_dot_Condensor2/(cp_W*(T[19]-T[18]))

T[20]=Q_dot_Condensor1/(m_dot_KW*cp_W)+T[19]

Q_dot_Condensor=m_dot_KW*cp_W*(T[20]-T[18])

s[19]=s[11]

s[20]=s[10]

ENDIF

END

"Konstanten für den Prozess"

cp_W=Cp(Water;T=T[18];p=1)

cp_W1=Cp(Water;T=T[5];p=p[4])

Am\$='Steam'

T_U=298,15

\$IFNOT MINMAX

p[2]=1,2

p[4]=2

p[11]=0,07

\$ENDIF

"Taupunkt"

pi_W=(xi_W*p_Abgas)/0,00133

pi_SO3=(xi_SO3*p_Abgas)/0,00133

Anhang

$$T_{\text{tau}} = ((365,6905 + 11,9864 \cdot \ln(\pi_W) + 4,70336 \cdot \ln(\pi_{\text{SO}_3}) + (0,446 \cdot \ln(\pi_{\text{SO}_3}) + 5,2572)^2, 19) - 273,15)$$

"Turbinen"

$$W_{\text{dot}_t_HDT} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (h[8] - h[9])$$

$$W_{\text{dot}_t_NDT} = m_{\text{dot}_D_NDT} \cdot (h[9] - h[10])$$

$$\text{Eta}_s_HT = (h[8] - h[9]) / (h[8] - h_{9_strich})$$

$$\text{Eta}_s_NT = (h[9] - h[10]) / (h[9] - h_{10_strich})$$

"Prozeduraufruf"

$$\text{CALL } T_vergleich(T[17]; T_{\text{tau}}; m_{\text{dot}_Abgas}; cp_{Abgas}; Q_{ab})$$

$$\text{CALL}$$

$$T_M(T[13]; T[14]; T[8]; T[7]; T[16]; T[17]; T[4]; T[5]; T_Gr_Ü; T_Kl_Ü; T_Gr_V; T_Kl_V; T_Gr_Eco; T_Kl_Eco)$$

$$\text{CALL}$$

$$TpinchK(Am\$; h_{grenz}; m_{\text{dot}_D_NDT}; cp_W; T[18]; h[1]; p[11]; h[10]; s[10]; T[10]; T_{pinch_K}; T[20]; T[19]; h[11]; s[11]; T[11]; h[12]; s[12]; T[12]; s[19]; s[20]; m_{\text{dot}_KW}; Q_{\text{dot}_Condensor})$$

"Überhitzer"

$$T_{pinch_Ü} = T[13] - T[8]$$

$$Q_{\text{dot}_Überhitzer} = m_{\text{dot}_Abgas} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[13] - T[14])$$

$$Q_{\text{dot}_Überhitzer} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (h[8] - h[7])$$

$$T_{m_Ü} = (T_{Gr_Ü} - T_{Kl_Ü}) / \ln(T_{Gr_Ü} / T_{Kl_Ü})$$

$$Q_{\text{dot}_Überhitzer} = kA_{Ü} \cdot T_{m_Ü}$$

$$E_{\text{dot}_Ü} = T_U \cdot (m_{\text{dot}_Abgas} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[14] + 273,15) / (T[13] + 273,15))) + m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (s[8] - s[7]))$$

"Verdampfer"

$$T_{\text{approach}} = T[6] - T[5]$$

$$T_{pinch_V} = T[15] - T[6]$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer1} = m_{\text{dot}_Abgas} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[14] - T[15])$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer2} = m_{\text{dot}_Abgas} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[15] - T[16])$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer1} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (h[7] - h[6])$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer2} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (h[6] - h[5])$$

$$T_{m_V} = (T_{Gr_V} - T_{Kl_V}) / \ln(T_{Gr_V} / T_{Kl_V})$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer} = Q_{\text{dot}_Verdampfer1} + Q_{\text{dot}_Verdampfer2}$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer} = kA_V \cdot T_{m_V}$$

$$E_{\text{dot}_Verdampfer} = T_U \cdot (m_{\text{dot}_Abgas} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[16] + 273,15) / (T[14] + 273,15))) + m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (s[7] - s[5]))$$

$$Q_{\text{dot}_Verdampfer2} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot cp_{W1} \cdot T_{\text{approach}}$$

"Eco"

$$Q_{\text{dot}_Eco} = m_{\text{dot}_Abgas} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[16] - T[17])$$

$$Q_{\text{dot}_Eco} = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (h[5] - h[4])$$

$$T_{m_Eco} = (T_{Gr_Eco} - T_{Kl_Eco}) / \ln(T_{Gr_Eco} / T_{Kl_Eco})$$

$$Q_{\text{dot}_Eco} = kA_{Eco} \cdot T_{m_Eco}$$

$$E_{\text{dot}_Eco} = T_U \cdot (m_{\text{dot}_Abgas} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[17] + 273,15) / (T[16] + 273,15))) + m_{\text{dot}_D_ges} \cdot (s[5] - s[4]))$$

"Speisewasserbehälter"

$$(m_{\text{dot}_D_ges} - m_{\text{dot}_D_NDT}) \cdot h[9] + m_{\text{dot}_D_NDT} \cdot h[2] = m_{\text{dot}_D_ges} \cdot h[3]$$

"Leistungsausbeute"

$$P_{el} = (W_{dot_t_HDT} + W_{dot_t_NDT}) * \eta_{Turbine_el} * \eta_{Turbine_m} - W_{dot_t_P_K} / (\eta_{Pumpe_m} * \eta_{Pumpe_el}) - W_{dot_t_P_S} / (\eta_{Pumpe_m} * \eta_{Pumpe_el})$$

"thermischer Wirkungsgrad"

$$\eta_{th} = (P_{el}) / (m_{dot_Abgas} * c_{p_Abgas} * (T[13] - T[17]))$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$h[1] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[11]; T=T[1])$$

$$v[1] = \text{volume}(Am\$; p=p[11]; T=T[1])$$

$$s[1] = \text{entropy}(Am\$; p=p[11]; T=T[1])$$

$$s[2] = \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; h=h[2])$$

$$T[2] = \text{temperature}(Am\$; p=p[2]; h=h[2])$$

$$h[3] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[4]; T=T[3])$$

$$v[3] = \text{volume}(Am\$; p=p[4]; T=T[3])$$

$$s[3] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; h=h[3])$$

$$s[4] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; h=h[4])$$

$$T[4] = \text{temperature}(Am\$; p=p[4]; h=h[4])$$

$$s[5] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; h=h[5])$$

$$h[6] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[4]; x=0)$$

$$T[6] = \text{temperature}(Am\$; p=p[4]; x=0)$$

$$s[6] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; x=0)$$

$$T[7] = \text{temperature}(Am\$; p=p[4]; x=1)$$

$$h[7] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[4]; x=1)$$

$$s[7] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; x=1)$$

$$h[8] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[4]; T=T[8])$$

$$s[8] = \text{entropy}(Am\$; p=p[4]; T=T[8])$$

$$h_{9_strich} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[2]; s=s[8])$$

$$s[9] = \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; h=h[9])$$

$$T[9] = \text{temperature}(Am\$; p=p[2]; h=h[9])$$

$$x[9] = \text{quality}(Am\$; p=p[2]; h=h[9])$$

$$h_{10_strich} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[11]; s=s[9])$$

$$s[10] = \text{entropy}(Am\$; p=p[11]; h=h[10])$$

$$T[10] = \text{temperature}(Am\$; p=p[11]; h=h[10])$$

$$h_{grenz} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[11]; x=1)$$

$$x[10] = \text{quality}(Am\$; p=p[11]; h=h[10])$$

"Pumpe nach Kondensator"

$$dh_{pumpe_K} = (v[1] * (p[2] - p[11]) * 100) / \eta_{s_Pumpe}$$

$$h[2] = h[1] + dh_{pumpe_K}$$

$$W_{dot_t_P_K} = m_{dot_D_NDT} * dh_{pumpe_K}$$

"Pumpe nach Speisewasserbehälter"

```
dh_pumpe_S=(v[3]*(p[4]-p[2])*100)/Eta_s_Pumpe  
h[4]=h[3]+dh_pumpe_S  
W_dot_t_P_S=m_dot_D_ges*dh_pumpe_S
```

"Subcooling"

```
T_sub=T[12]-T[1]
```

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung für T-s-Diagramm"

"Abwärmequelle"

```
s[13]=s[8]  
s[14]=s[7]  
s[15]=s[6]  
s[16]=s[5]  
s[17]=s[4]
```

"Kühlung"

```
s[18]=s[1]
```

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

```
Q[13]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[13]-T[13])  
Q[14]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[13]-T[14])  
Q[15]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[13]-T[15])  
Q[16]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[13]-T[16])  
Q[17]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[13]-T[17])
```

"Kreisprozess"

```
Q[1]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[1])  
Q[2]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[2])  
Q[3]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[3])  
Q[4]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[4])  
Q[5]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[5])  
Q[6]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[6])  
Q[7]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[7])  
Q[8]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[8])  
Q[9]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[8])  
Q[10]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[10])  
Q[11]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[11])  
Q[12]=m_dot_D_ges*(h[8]-h[12])
```

\$Tabstops 0,25 1,5 in

11.2.1 Eindruckprozess mit KV

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\Dampfprozess.csv' T[14] m_dot_Abgas T[20]  
T_pinch_Ü T_pinch_V T_approach T[4] T[3] T_pinch_K T_sub Eta_s_HT Eta_s_NT
```

Eta_s_Pumpe Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el xi_W xi_SO3
p_Abgas cp_Abgas

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

PROCEDURE

T_M(T[14];T[9];T[15];T[8];T[17];T[19];T[5];T[6];T[18];T[3];T[2];T_Gr_Ü;T_Kl_Ü;T_Gr_V;

T_Kl_V;T_Gr_Eco;T_Kl_Eco;T_Gr_KV;T_Kl_KV)

IF (T[14]-T[9])<(T[15]-T[8]) THEN

T_Gr_Ü=T[15]-T[8]

T_Kl_Ü=T[14]-T[9]

ELSE

T_Gr_Ü=T[14]-T[9]

T_Kl_Ü=T[15]-T[8]

ENDIF

IF (T[15]-T[8])<(T[17]-T[6]) THEN

T_Gr_V=T[17]-T[6]

T_Kl_V=T[15]-T[8]

ELSE

T_Gr_V=T[15]-T[8]

T_Kl_V=T[17]-T[6]

ENDIF

IF (T[17]-T[6])<(T[18]-T[5]) THEN

T_Gr_Eco=T[18]-T[5]

T_Kl_Eco=T[17]-T[6]

ELSE

T_Gr_Eco=T[17]-T[6]

T_Kl_Eco=T[18]-T[5]

ENDIF

IF (T[18]-T[3])<(T[19]-T[2]) THEN

T_Gr_KV=T[19]-T[2]

T_Kl_KV=T[18]-T[3]

ELSE

T_Gr_KV=T[18]-T[3]

T_Kl_KV=T[19]-T[2]

ENDIF

END

"Berechnung der Restwärmemenge wenn die Abgastemperatur oberhalb des Säuretaupunkts liegt"

PROCEDURE T_vergleich(T[19];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas:Q_ab)

IF (T_tau< T[19]) THEN

Q_ab=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[19]-T_tau)

ELSE

Q_ab=0

ENDIF

END

"Hier wird unterschieden ob die Expansion der Niederdruckturbine in 2-Phasen Gebiet oder im überhitzten Bereich erfolgt"

PROCEDURE

TpinchK(Am\$;h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;h[1];p[11];h[11];T[20];s[11];T[11];T_pinch_K:
h[12];T[22];T[21];T[12];s[12];h[13];T[13];s[13];s[21];s[22];m_dot_KW;Q_dot_Condensor)

Anhang

```
IF (h_grenz>=h[11]) THEN
s[13]=entropy(Am$;p=p[11];x=0)
T[13]=temperature(Am$;p=p[11];x=0)
h[13]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=0)

T[12]=T[11]
T[21]=T[12]-T_pinch_K
T[22]=T[21]
s[12]=s[11]
h[12]=h[11]
s[21]=s[11]
s[22]=s[11]
Q_dot_Condensor=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor/(cp_W*(T[22]-T[20]))
Else
h[12]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=1)
s[12]=entropy(Am$;p=p[11];x=1)
T[12]=temperature(Am$;p=p[11];x=1)
s[13]=entropy(Am$;p=p[11];x=0)
T[13]=temperature(Am$;p=p[11];x=0)
h[13]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=0)
T[21]=T[12]-T_pinch_K
Q_dot_Condensor1=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[12])
Q_dot_Condensor2=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor2/(cp_W*(T[21]-T[20]))
T[22]=Q_dot_Condensor1/(m_dot_KW*cp_W)+T[21]
Q_dot_Condensor=m_dot_KW*cp_W*(T[22]-T[20])
s[21]=s[12]
s[22]=s[11]
ENDIF
END
```

"Konstanten für den Prozess"

```
Am$='Steam'
cp_W=Cp(Water;T=T[20];p=1)
cp_W1=Cp(Water;T=T[6];p=p[5])
T_U=298,15
```

\$IFNOT MINMAX

```
p[11]=0,01
p[5]=120
p[2]=5
$ENDIF
```

"Taupunkt"

```
pi_W=(xi_W*p_Abgas)/0,00133
pi_SO3=(xi_SO3*p_Abgas)/0,00133
T_tau=((365,6905+11,9864*ln(pi_W)+4,70336*ln(pi_SO3)+(0,446*ln(pi_SO3)+5,2572)^2,19)
)-273,15
```

"Turbinen"

```
W_dot_t_HDT=m_dot_D_ges*(h[9]-h[10])
```

$W_{\dot{t}}_{NDT} = m_{\dot{D}}_{NDT} \cdot (h[10] - h[11])$
 $\eta_{s_HT} = (h[9] - h[10]) / (h[9] - h_{10_strich})$
 $\eta_{s_NT} = (h[10] - h[11]) / (h[10] - h_{11_strich})$

"Prozeduraufruf"

CALL T_vergleich(T[19]; T_tau; m_dot_Abgas; cp_Abgas; Q_ab)
 CALL
 T_M(T[14]; T[9]; T[15]; T[8]; T[17]; T[19]; T[5]; T[6]; T[18]; T[3]; T[2]; T_Gr_Ü; T_Kl_Ü; T_Gr_V;
 T_Kl_V; T_Gr_Eco; T_Kl_Eco; T_Gr_KV; T_Kl_KV)
 CALL
 TpinchK(Am\$; h_grenz; m_dot_D_NDT; cp_W; h[1]; p[11]; h[11]; T[20]; s[11]; T[11]; T_pinch_K:
 h[12]; T[22]; T[21]; T[12]; s[12]; h[13]; T[13]; s[13]; s[21]; s[22]; m_dot_KW; Q_dot_Condensor)

"Überhitzer"

$T_{pinch_Ü} = T[14] - T[9]$
 $Q_{\dot{Ü}}_{Überhitzer} = m_{\dot{Abgas}} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[14] - T[15])$
 $Q_{\dot{Ü}}_{Überhitzer} = m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (h[9] - h[8])$
 $T_{m_Ü} = (T_{Gr_Ü} - T_{Kl_Ü}) / \ln(T_{Gr_Ü} / T_{Kl_Ü})$
 $Q_{\dot{Ü}}_{Überhitzer} = kA_{Ü} \cdot T_{m_Ü}$
 $E_{\dot{Ü}} = T_U \cdot (m_{\dot{Abgas}} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[15] + 273,15) / (T[14] + 273,15))) + m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (s[9] - s[8]))$

"Verdampfer"

$T_{approach} = T[7] - T[6]$
 $T_{pinch_V} = T[16] - T[7]$
 $Q_{\dot{Verdampfer1}} = m_{\dot{Abgas}} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[15] - T[16])$
 $Q_{\dot{Verdampfer2}} = m_{\dot{Abgas}} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[16] - T[17])$
 $Q_{\dot{Verdampfer}} = Q_{\dot{Verdampfer1}} + Q_{\dot{Verdampfer2}}$
 $Q_{\dot{Verdampfer1}} = m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (h[8] - h[7])$
 $Q_{\dot{Verdampfer2}} = m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (h[7] - h[6])$
 $T_{m_V} = (T_{Gr_V} - T_{Kl_V}) / \ln(T_{Gr_V} / T_{Kl_V})$
 $Q_{\dot{Verdampfer}} = kA_V \cdot T_{m_V}$
 $E_{\dot{Verdampfer}} = T_U \cdot (m_{\dot{Abgas}} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[17] + 273,15) / (T[15] + 273,15))) + m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (s[8] - s[6]))$
 $h[7] = h[6] + cp_W \cdot T_{approach}$

"Eco"

$Q_{\dot{Eco}} = m_{\dot{Abgas}} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[17] - T[18])$
 $Q_{\dot{Eco}} = m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (h[6] - h[5])$
 $T_{m_Eco} = (T_{Gr_Eco} - T_{Kl_Eco}) / \ln(T_{Gr_Eco} / T_{Kl_Eco})$
 $Q_{\dot{Eco}} = kA_{Eco} \cdot T_{m_Eco}$
 $E_{\dot{Eco}} = T_U \cdot (m_{\dot{Abgas}} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[18] + 273,15) / (T[17] + 273,15))) + m_{\dot{D}}_{ges} \cdot (s[6] - s[5]))$

"Kondensatvorwärmer"

$Q_{\dot{KV}} = m_{\dot{Abgas}} \cdot cp_{Abgas} \cdot (T[18] - T[19])$
 $Q_{\dot{KV}} = m_{\dot{D}}_{NDT} \cdot (h[3] - h[2])$
 $T_{m_KV} = (T_{Gr_KV} - T_{Kl_KV}) / \ln(T_{Gr_KV} / T_{Kl_KV})$
 $Q_{\dot{KV}} = kA_{KV} \cdot T_{m_KV}$
 $E_{\dot{KV}} = T_U \cdot (m_{\dot{Abgas}} \cdot (cp_{Abgas} \cdot \ln((T[19] + 273,15) / (T[18] + 273,15))) + m_{\dot{D}}_{NDT} \cdot (s[3] - s[2]))$

"Speisewasserbehälter"

$$(m_{\text{dot_D_ges}} - m_{\text{dot_D_NDT}}) \cdot h[10] + m_{\text{dot_D_NDT}} \cdot h[3] = m_{\text{dot_D_ges}} \cdot h[4]$$

"Leistungsausbeute"

$$P_{\text{el}} = (W_{\text{dot_t_HDT}} + W_{\text{dot_t_HDT}}) \cdot \eta_{\text{Turbine_el}} \cdot \eta_{\text{Turbine_m}} - W_{\text{dot_t_P_K}} / (\eta_{\text{Pumpe_m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe_el}}) - W_{\text{dot_t_P_S}} / (\eta_{\text{Pumpe_m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe_el}})$$

"thermischer Wirkungsgrad"

$$\eta_{\text{th}} = (P_{\text{el}}) / (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{\text{p_Abgas}} \cdot (T[14] - T[19]))$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$h[1] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[11]; T=T[1])$$

$$v[1] = \text{volume}(\text{Am\$}, p=p[11]; T=T[1])$$

$$s[1] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[11]; T=T[1])$$

$$T[2] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[2])$$

$$s[2] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[2])$$

$$h[3] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[3])$$

$$s[3] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[3])$$

$$h[4] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[4])$$

$$v[4] = \text{volume}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[4])$$

$$s[4] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[4])$$

$$T[5] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[5]; h=h[5])$$

$$s[5] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[5]; h=h[5])$$

$$s[6] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[5]; h=h[6])$$

$$T[7] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=0)$$

$$h[7] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=0)$$

$$s[7] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=0)$$

$$T[8] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=1)$$

$$h[8] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=1)$$

$$s[8] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[5]; x=1)$$

$$h[9] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[5]; T=T[9])$$

$$s[9] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[5]; T=T[9])$$

$$h_{10_strich} = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[2]; s=s[9])$$

$$s[10] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[10])$$

$$T[10] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[10])$$

$$x[10] = \text{quality}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[10])$$

$$h_{11_strich} = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[11]; s=s[10])$$

$$s[11] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[11]; h=h[11])$$

$$T[11] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[11]; h=h[11])$$

$$h_{\text{grenz}} = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[11]; x=1)$$

$$x[11] = \text{quality}(\text{Am\$}, p=p[11]; h=h[11])$$

"Pumpe nach Kondensator"

$$dh_pumpe_K=(v[1]*(p[2]-p[11])*100)/Eta_s_Pumpe$$

$$h[2]=h[1]+dh_pumpe_K$$

$$W_dot_t_P_K=m_dot_D_NDT*dh_pumpe_K$$

"Pumpe nach Speisewasserbehälter"

$$dh_pumpe_S=(v[4]*(p[5]-p[2])*100)/Eta_s_Pumpe$$

$$h[5]=h[4]+dh_pumpe_S$$

$$W_dot_t_P_S=m_dot_D_ges*dh_pumpe_S$$

"Subcooling"

$$T_sub=T[13]-T[1]$$

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung"

"Abwärmequelle"

$$s[14]=s[9]$$

$$s[15]=s[8]$$

$$s[16]=s[7]$$

$$s[17]=s[6]$$

$$s[18]=s[3]$$

$$s[19]=s[2]$$

"Kühlung"

$$s[20]=s[1]$$

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

$$Q[14]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[14])$$

$$Q[15]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[15])$$

$$Q[16]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[16])$$

$$Q[17]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[17])$$

$$Q[18]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[18])$$

$$Q[19]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[14]-T[19])$$

"Kreisprozess"

$$Q[1]=m_dot_D_NDT*(h[1]-h[2])$$

$$Q[2]=m_dot_D_NDT*(h[3]-h[2])+Q[5]$$

$$Q[3]=Q[5]$$

$$Q[4]=m_dot_D_NDT*(h[4]-h[2])$$

$$Q[5]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[5])$$

$$Q[6]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[6])$$

$$Q[7]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[7])$$

$$Q[8]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[8])$$

$$Q[9]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[9])$$

$$Q[10]=m_dot_D_ges*(h[10]-h[5])$$

$$Q[11]=m_dot_D_ges*(h[12]-h[5])$$

$$Q[12]=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[2])+m_dot_D_NDT*(h[3]-h[2])-m_dot_D_ges*(h[5]-h[2])$$

$$Q[13]=m_dot_D_NDT*(h[13]-h[2])+m_dot_D_NDT*(h[3]-h[2])-m_dot_D_ges*(h[5]-h[2])$$

\$Tabstops 0,25 1,5 in

11.2.1 Zweidruckprozess ohne KV

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\Zweidruckprozess.csv' T[20] m_dot_Abgas T[30]
T_pinch_Ü_HD T_pinch_V_HD T_approach_HD T_pinch_Ü_ND T_pinch_V_ND
T_approach_ND T[3] T_pinch_K T_sub Eta_s_HT Eta_s_MT Eta_s_NT Eta_s_Pumpe
Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el xi_W xi_SO3 p_Abgas
cp_Abgas
```

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

PROCEDURE

```
T_M(T[20];T[18];T[21];T[17];T[15];T[23];T[8];T[25];T[7];T[29];T[14];T[28];T[5];T[4];T[24]
;T[26];T_Gr_HD_Ü;T_Kl_HD_Ü;T_Gr_HD_V;T_Kl_HD_V;T_Gr_HD_Eco;T_Kl_HD_Eco;
T_Gr_ND_Ü;T_Kl_ND_Ü;T_Gr_ND_V;T_Kl_ND_V;T_Gr_ND_Eco;T_Kl_ND_Eco)
```

```
IF ((T[20]-T[18])<(T[21]-T[17])) THEN
```

```
T_Gr_HD_Ü=T[21]-T[17]
```

```
T_Kl_HD_Ü=T[20]-T[18]
```

```
ELSE
```

```
T_Gr_HD_Ü:=T[20]-T[18]
```

```
T_Kl_HD_Ü:=T[21]-T[17]
```

```
ENDIF
```

```
IF ((T[21]-T[17])<(T[23]-T[15])) THEN
```

```
T_Gr_HD_V=T[23]-T[15]
```

```
T_Kl_HD_V=T[21]-T[17]
```

```
ELSE
```

```
T_Gr_HD_V=T[21]-T[17]
```

```
T_Kl_HD_V=T[23]-T[15]
```

```
ENDIF
```

```
IF ((T[23]-T[15])<(T[24]-T[14])) THEN
```

```
T_Gr_HD_Eco=T[24]-T[14]
```

```
T_Kl_HD_Eco=T[23]-T[15]
```

```
ELSE
```

```
T_Gr_HD_Eco=T[23]-T[15]
```

```
T_Kl_HD_Eco=T[24]-T[14]
```

```
ENDIF
```

```
IF ((T[25]-T[8])<(T[26]-T[7])) THEN
```

```
T_Gr_ND_Ü=T[26]-T[7]
```

```
T_Kl_ND_Ü=T[25]-T[8]
```

```
ELSE
```

```
T_Gr_ND_Ü:=T[25]-T[8]
```

```
T_Kl_ND_Ü:=T[26]-T[7]
```

```
ENDIF
```

```
IF ((T[26]-T[7])<(T[28]-T[5])) THEN
```

```
T_Gr_ND_V=T[28]-T[5]
```

```
T_Kl_ND_V=T[26]-T[7]
```

```
ELSE
```

```
T_Gr_ND_V=T[26]-T[7]
```

```

T_Kl_ND_V=T[28]-T[5]
ENDIF
IF ((T[28]-T[5])<(T[29]-T[4])) THEN
T_Gr_ND_Eco=T[29]-T[4]
T_Kl_ND_Eco=T[28]-T[5]
ELSE
T_Gr_ND_Eco=T[28]-T[5]
T_Kl_ND_Eco=T[29]-T[4]
ENDIF
END

```

"Berechnung der Restwärmemenge wenn die Abgastemperatur oberhalb des Säuretaupunkts liegt"

```

PROCEDURE T_vergleich(T[29];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas:Q_ab)
IF (T_tau< T[29]) THEN
Q_ab=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[29]-T_tau)
ELSE
Q_ab=0
ENDIF
END

```

"Hier wird unterschieden ob die Expansion der Niederdruckturbine in 2-Phasen Gebiet oder im überhitzten Bereich erfolgt"

```

PROCEDURE
TpinchK(Am$;h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;h[1];p[11];h[11];T[30];s[11];T_pinch_K:T[31];
T[32];m_dot_KW;Q_dot_Condensor;h[12];T[12];s[12];h[13];T[13];s[13];s[31];s[32])
IF (h_grenz>=h[11]) THEN
s[13]=entropy(Am$;p=p[11];x=0)
T[13]=temperature(Am$;p=p[11];x=0)
h[13]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=0)
T[12]=T[13]
s[12]=s[13]
h[12]=h[13]
T[31]=T[12]-T_pinch_K
T[32]=T[31]
Q_dot_Condensor=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor/(cp_W*(T[32]-T[30]))
s[31]=s[11]
s[32]=s[11]
Else
h[12]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=1)
s[12]=entropy(Am$;p=p[11];x=1)
T[12]=temperature(Am$;p=p[11];x=1)
s[13]=entropy(Am$;p=p[11];x=0)
T[13]=temperature(Am$;p=p[11];x=0)
h[13]=enthalpy(Am$;p=p[11];x=0)
T[31]=T[13]-T_pinch_K
Q_dot_Condensor1=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[12])
Q_dot_Condensor2=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor2/(cp_W*(T[31]-T[30]))
T[32]=Q_dot_Condensor1/(m_dot_KW*cp_W)+T[31]
Q_dot_Condensor=m_dot_KW*cp_W*(T[32]-T[30])

```

```
s[31]=s[12]
s[32]=s[11]
ENDIF
END
```

"Konstanten für den Prozess"

```
Am$='Steam'
cp_W=Cp(Water;T=T[30];p=1)
cp_W1=Cp(Water;T=T[15];p=p[15])
cp_W2=Cp(Water;T=T[5];p=p[8])
```

```
T_U=298,15
```

\$IFNOT MINMAX

```
p[11]=0,1
p[15]=70
p[8]=40
p[2]=2
```

\$ENDIF

"Taupunkt"

```
pi_W=(xi_W*p_Abgas)/0,00133
pi_SO3=(xi_SO3*p_Abgas)/0,00133
T_tau=((365,6905+11,9864*ln(pi_W)+4,70336*ln(pi_SO3)+(0,446*ln(pi_SO3)+5,2572)^2,19)
)-273,15
```

"Turbinen"

```
W_dot_t_HDT=m_dot_D_HD*(h[18]-h[19])
W_dot_t_MDT=m_dot_D_ges*(h[9]-h[10])
W_dot_t_NDT=m_dot_D_NDT*(h[10]-h[11])
Eta_s_HT=(h[18]-h[19])/(h[18]-h_19_strich)
Eta_s_MT=(h[9]-h[10])/(h[9]-h_10_strich)
Eta_s_NT=(h[10]-h[11])/(h[10]-h_11_strich)
```

"Prozeduraufruf"

```
CALL T_vergleich(T[29];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas;Q_ab)
CALL
T_M(T[20];T[18];T[21];T[17];T[15];T[23];T[8];T[25];T[7];T[29];T[14];T[28];T[5];T[4];T[24]
;T[26];T_Gr_HD_Ü;T_Kl_HD_Ü;T_Gr_HD_V;T_Kl_HD_V;T_Gr_HD_Eco;T_Kl_HD_Eco;
T_Gr_ND_Ü;T_Kl_ND_Ü;T_Gr_ND_V;T_Kl_ND_V;T_Gr_ND_Eco;T_Kl_ND_Eco)
CALL
TpinchK(Am$;h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;h[1];p[11];h[11];T[30];s[11];T_pinch_K:T[31];
T[32];m_dot_KW;Q_dot_Condensor;h[12];T[12];s[12];h[13];T[13];s[13];s[31];s[32])
```

"Überhitzer-Hochdruckteil"

```
T_pinch_Ü_HD=T[20]-T[18]
Q_dot_Überhitzer_HD=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[21])
Q_dot_Überhitzer_HD=m_dot_D_HD*(h[18]-h[17])
T_m_Ü_HD=(T_Gr_HD_Ü-T_Kl_HD_Ü)/ln(T_Gr_HD_Ü/T_Kl_HD_Ü)
Q_dot_Überhitzer_HD=kA_Ü_HD*T_m_Ü_HD
E_dot_Ü_HD=T_U*(m_dot_Abgas*(cp_Abgas*ln((T[21]+273,15)/(T[20]+273,15)))+m_dot_
D_HD*(s[18]-s[17]))
```

"Verdampfer-Hochdruckteil"

$$\begin{aligned}
 T_{\text{approach_HD}} &= T[16] - T[15] \\
 T_{\text{pinch_V_HD}} &= T[22] - T[16] \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD1}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[21] - T[22]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD2}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[22] - T[23]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD1}} &= m_{\text{dot_D_HD}} \cdot (h[17] - h[16]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD2}} &= m_{\text{dot_D_HD}} \cdot (h[16] - h[15]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD}} &= Q_{\text{dot_Verdampfer_HD1}} + Q_{\text{dot_Verdampfer_HD2}} \\
 T_{m_V_HD} &= (T_{Gr_HD_V} - T_{Kl_HD_V}) / \ln(T_{Gr_HD_V} / T_{Kl_HD_V}) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_HD}} &= kA_{V_HD} \cdot T_{m_V_HD} \\
 E_{\text{dot_Verdampfer_HD}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[23] + 273,15) / (T[21] + 273,15))) \\
 &\quad + m_{\text{dot_D_HD}} \cdot (s[17] - s[15]))
 \end{aligned}$$

"Eco-Hochdruckteil"

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{dot_Eco_HD}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[23] - T[24]) \\
 Q_{\text{dot_Eco_HD}} &= m_{\text{dot_D_HD}} \cdot (h[15] - h[14]) \\
 T_{m_Eco_HD} &= (T_{Gr_HD_Eco} - T_{Kl_HD_Eco}) / \ln(T_{Gr_HD_Eco} / T_{Kl_HD_Eco}) \\
 Q_{\text{dot_Eco_HD}} &= kA_{Eco_HD} \cdot T_{m_Eco_HD} \\
 E_{\text{dot_Eco_HD}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[24] + 273,15) / (T[23] + 273,15))) + m_{\text{dot_D_HD}} \cdot (s[15] - s[14]))
 \end{aligned}$$

$$h[16] = h[15] + c_{p_W1} \cdot T_{\text{approach_HD}}$$

"Überhitzer-Niederdruckteil"

$$\begin{aligned}
 T_{\text{pinch_Ü_ND}} &= T[25] - T[8] \\
 Q_{\text{dot_Überhitzer_ND}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[25] - T[26]) \\
 Q_{\text{dot_Überhitzer_ND}} &= m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (h[8] - h[7]) \\
 T_{m_Ü_ND} &= (T_{Gr_ND_Ü} - T_{Kl_ND_Ü}) / \ln(T_{Gr_ND_Ü} / T_{Kl_ND_Ü}) \\
 Q_{\text{dot_Überhitzer_ND}} &= kA_{Ü_ND} \cdot T_{m_Ü_ND} \\
 E_{\text{dot_Ü_ND}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[26] + 273,15) / (T[25] + 273,15))) + m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (s[8] - s[7]))
 \end{aligned}$$

"Verdampfer-Niederdruckteil"

$$\begin{aligned}
 T_{\text{approach_ND}} &= T[6] - T[5] \\
 T_{\text{pinch_V_ND}} &= T[27] - T[6] \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND1}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[26] - T[27]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND2}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[27] - T[28]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND1}} &= m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (h[7] - h[6]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND2}} &= m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (h[6] - h[5]) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND}} &= Q_{\text{dot_Verdampfer_ND1}} + Q_{\text{dot_Verdampfer_ND2}} \\
 T_{m_V_ND} &= (T_{Gr_ND_V} - T_{Kl_ND_V}) / \ln(T_{Gr_ND_V} / T_{Kl_ND_V}) \\
 Q_{\text{dot_Verdampfer_ND}} &= kA_{V_ND} \cdot T_{m_V_ND} \\
 E_{\text{dot_Verdampfer_ND}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[28] + 273,15) / (T[26] + 273,15))) \\
 &\quad + m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (s[7] - s[5]))
 \end{aligned}$$

$$h[6] = h[5] + c_{p_W2} \cdot T_{\text{approach_ND}}$$

"Eco-Niederdruckteil"

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{dot_Eco_ND}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[28] - T[29]) \\
 Q_{\text{dot_Eco_ND}} &= m_{\text{dot_D_ges}} \cdot (h[5] - h[4]) \\
 T_{m_Eco_ND} &= (T_{Gr_ND_Eco} - T_{Kl_ND_Eco}) / \ln(T_{Gr_ND_Eco} / T_{Kl_ND_Eco})
 \end{aligned}$$

$$Q_{\text{dot_Eco_ND}} = kA_{\text{Eco_ND}} \cdot T_{\text{m_Eco_ND}}$$

$$E_{\text{dot_Eco_ND}} = T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[29] + 273,15)/(T[28] + 273,15))) + m_{\text{dot_D_ges}} \cdot (s[5] - s[4]))$$

"Massen und Energiebilanzen"

$$m_{\text{dot_D_ges}} = m_{\text{dot_D_ND}} + m_{\text{dot_D_HD}}$$

$$m_{\text{dot_D_ges}} \cdot h[9] = m_{\text{dot_D_ND}} \cdot h[8] + m_{\text{dot_D_HD}} \cdot h[19]$$

"Speisewasserbehälter"

$$(m_{\text{dot_D_ges}} - m_{\text{dot_D_NDT}}) \cdot h[10] + m_{\text{dot_D_NDT}} \cdot h[2] = m_{\text{dot_D_ges}} \cdot h[3]$$

"Leistungsausbeute"

$$P_{\text{el}} = (W_{\text{dot_t_HDT}} + W_{\text{dot_t_MDT}} + W_{\text{dot_t_NDT}}) \cdot \eta_{\text{Turbine_el}} \cdot \eta_{\text{Turbine_m}} - W_{\text{dot_t_P_K}} / (\eta_{\text{Pumpe_m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe_el}}) - W_{\text{dot_t_P_S}} / (\eta_{\text{Pumpe_m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe_el}}) - W_{\text{dot_t_P_HD}} / (\eta_{\text{Pumpe_m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe_el}})$$

"Wirkungsgrad"

$$\eta_{\text{th}} = (P_{\text{el}}) / (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[20] - T[29]))$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$h[1] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[1]; T=T[1])$$

$$v[1] = \text{volume}(\text{Am\$}, h=h[1]; p=p[1])$$

$$s[1] = \text{entropy}(\text{Am\$}, h=h[1]; p=p[1])$$

$$T[2] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[2])$$

$$s[2] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; h=h[2])$$

$$h[3] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[3])$$

$$v[3] = \text{volume}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[3])$$

$$s[3] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[2]; T=T[3])$$

$$T[4] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[4])$$

$$s[4] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[4])$$

$$v[5] = \text{volume}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[5])$$

$$s[5] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[5])$$

$$T[6] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=0)$$

$$h[6] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=0)$$

$$s[6] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=0)$$

$$h[7] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=1)$$

$$T[7] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=1)$$

$$s[7] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; x=1)$$

$$h[8] = \text{enthalpy}(\text{Am\$}, p=p[8]; T=T[8])$$

$$s[8] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[8])$$

$$T[9] = \text{temperature}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[9])$$

$$s[9] = \text{entropy}(\text{Am\$}, p=p[8]; h=h[9])$$

$h_{10_strich} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[2]; s=s[9])$

$s[10] = \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; h=h[10])$

$T[10] = \text{temperature}(Am\$; p=p[2]; h=h[10])$

$x[10] = \text{quality}(Am\$; p=p[2]; h=h[10])$

$h_{11_strich} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[11]; s=s[10])$

$T[11] = \text{temperature}(Am\$; p=p[11]; h=h[11])$

$s[11] = \text{entropy}(Am\$; p=p[11]; h=h[11])$

$h_{grenz} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[11]; x=1)$

$x[11] = \text{quality}(Am\$; p=p[11]; h=h[11])$

$s[14] = \text{entropy}(Am\$; p=p[15]; h=h[14])$

$T[14] = \text{temperature}(Am\$; p=p[15]; h=h[14])$

$s[15] = \text{entropy}(Am\$; p=p[15]; h=h[15])$

$T[16] = \text{temperature}(Am\$; p=p[15]; x=0)$

$h[16] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[15]; x=0)$

$s[16] = \text{entropy}(Am\$; p=p[15]; x=0)$

$h[17] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[15]; x=1)$

$T[17] = \text{temperature}(Am\$; p=p[15]; x=1)$

$s[17] = \text{entropy}(Am\$; p=p[15]; x=1)$

$h[18] = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[15]; T=T[18])$

$s[18] = \text{entropy}(Am\$; p=p[15]; T=T[18])$

$h_{19_strich} = \text{enthalpy}(Am\$; p=p[8]; s=s[18])$

$s[19] = \text{entropy}(Am\$; p=p[8]; h=h[19])$

$T[19] = \text{temperature}(Am\$; p=p[8]; h=h[19])$

$x[19] = \text{quality}(Am\$; p=p[8]; h=h[19])$

$T[24] = T[25]$

"Pumpe nach Kondensator"

$dh_{pumpe_K} = (v[1] * (p[2] - p[11]) * 100) / \text{Eta_s_Pumpe}$

$h[2] = h[1] + dh_{pumpe_K}$

$W_{dot_t_P_K} = m_{dot_D_NDT} * dh_{pumpe_K}$

"Pumpe nach Speisewasserbehälter"

$dh_{pumpe_S} = (v[3] * (p[8] - p[2]) * 100) / \text{Eta_s_Pumpe}$

$h[4] = h[3] + dh_{pumpe_S}$

$W_{dot_t_P_S} = m_{dot_D_ges} * dh_{pumpe_S}$

"Pumpe nach ND_Eco"

$dh_{pumpe_HD} = (v[5] * (p[15] - p[8]) * 100) / \text{Eta_s_Pumpe}$

$h[14] = h[5] + dh_{pumpe_HD}$

$W_{dot_t_P_HD} = m_{dot_D_ges} * dh_{pumpe_HD}$

"Subcooling"

$T_{sub} = T[13] - T[1]$

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung"

"Abwärmequelle"

s[20]=s[18]
s[21]=s[17]
s[22]=s[16]
s[23]=s[15]
s[24]=s[14]
s[25]=s[8]
s[26]=s[7]
s[27]=s[6]
s[28]=s[5]
s[29]=s[4]

"Kühlung"

s[30]=s[1]

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

Q[20]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[20])
Q[21]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[21])
Q[22]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[22])
Q[23]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[23])
Q[24]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[24])
Q[25]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[25])
Q[26]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[26])
Q[27]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[27])
Q[28]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[28])
Q[29]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[20]-T[29])

"Kreisprozess"

Q[1]=m_dot_D_NDT*(h[1]-h[4])
Q[2]=m_dot_D_NDT*(h[2]-h[4])
Q[3]=m_dot_D_ges*(h[3]-h[4])+Q[6]
Q[4]=m_dot_D_ges*(h[5]-h[4])+Q[5]
Q[5]=m_dot_D_ND*(h[6]-h[5])+Q[6]
Q[6]=m_dot_D_ND*(h[7]-h[6])+Q[7]
Q[7]=m_dot_D_ND*(h[8]-h[7])+Q[14]
Q[8]=Q[14]
Q[9]=m_dot_D_ges*(h[9]-h[4])
Q[10]=m_dot_D_ges*(h[10]-h[4])
Q[11]=m_dot_D_NDT*(h[18]-h[11])
Q[12]=m_dot_D_NDT*(h[18]-h[12])
Q[13]=m_dot_D_NDT*(h[18]-h[13])
Q[14]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[14])
Q[15]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[15])
Q[16]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[16])
Q[17]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[17])
Q[18]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[18])
Q[19]=m_dot_D_HD*(h[18]-h[19])

\$Tabstops 0,25 1,5 in

11.2.1 Zweidruckprozess mit KV

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\Zweidruckprozess.csv' T[21] m_dot_Abgas T[32]
T_pinch_Ü_HD T_pinch_V_HD T_approach_HD T_pinch_Ü_ND T_pinch_V_ND
T_approach_ND T[4] T[3] T_pinch_K T_sub Eta_s_HT Eta_s_MT Eta_s_NT Eta_s_Pumpe
Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el xi_W xi_SO3 p_Abgas
cp_Abgas
```

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

PROCEDURE

```
T_M(T[21];T[18];T[22];T[19];T[24];T[15];T[25];T[16];T[26];T[9];T[27];T[8];T[29];T[6];T[3
0];T[5];T[3];T[2];T[31];T_Gr_HD_Ü;T_Kl_HD_Ü;T_Gr_HD_V;T_Kl_HD_V;T_Gr_HD_Eco
;T_Kl_HD_Eco;T_Gr_ND_Ü;T_Kl_ND_Ü;T_Gr_ND_V;T_Kl_ND_V;T_Gr_ND_Eco;T_Kl_
ND_Eco;T_Gr_KV;T_Kl_KV)
IF ((T[21]-T[19])<(T[22]-T[18])) THEN
T_Gr_HD_Ü=T[22]-T[18]
T_Kl_HD_Ü=T[21]-T[19]
ELSE
T_Gr_HD_Ü:=T[21]-T[19]
T_Kl_HD_Ü:=T[22]-T[18]
ENDIF
IF ((T[22]-T[18])<(T[24]-T[16])) THEN
T_Gr_HD_V:=T[24]-T[16]
T_Kl_HD_V:=T[22]-T[18]
ELSE
T_Gr_HD_V:=T[22]-T[18]
T_Kl_HD_V:=T[24]-T[16]
ENDIF
IF ((T[24]-T[16])<(T[25]-T[15])) THEN
T_Gr_HD_Eco=T[25]-T[15]
T_Kl_HD_Eco=T[24]-T[16]
ELSE
T_Gr_HD_Eco=T[24]-T[16]
T_Kl_HD_Eco=T[25]-T[15]
ENDIF
IF ((T[26]-T[9])<(T[27]-T[8])) THEN
T_Gr_ND_Ü=T[27]-T[8]
T_Kl_ND_Ü=(T[26]-T[9])
ELSE
T_Gr_ND_Ü:=(T[26]-T[9])
T_Kl_ND_Ü:=T[27]-T[8]
ENDIF
IF ((T[27]-T[8])<(T[29]-T[6])) THEN
T_Gr_ND_V=T[29]-T[6]
T_Kl_ND_V=T[27]-T[8]
ELSE
T_Gr_ND_V=T[27]-T[8]
T_Kl_ND_V=T[29]-T[6]
```

```

ENDIF
IF ((T[29]-T[6])<(T[30]-T[5])) THEN
T_Gr_ND_Eco=T[30]-T[5]
T_Kl_ND_Eco=T[29]-T[6]
ELSE
T_Gr_ND_Eco=T[29]-T[6]
T_Kl_ND_Eco=T[30]-T[5]
ENDIF
IF ((T[30]-T[3])<(T[31]-T[2])) THEN
T_Gr_KV=T[31]-T[2]
T_Kl_KV=T[30]-T[3]
ELSE
T_Gr_KV=T[30]-T[3]
T_Kl_KV=T[31]-T[2]

ENDIF
END

```

"Berechnung der Restwärmemenge wenn die Abgastemperatur oberhalb des Säuretaupunkts liegt"

```

PROCEDURE T_vergleich(T[31];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas;Q_ab)
IF (T_tau< T[31]) THEN
Q_ab=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[31]-T_tau)
ELSE
Q_ab=0
ENDIF
END

```

"Hier wird unterschieden ob die Expansion der Niederdruckturbine in 2-Phasen Gebiet oder im überhitzten Bereich erfolgt"

```

PROCEDURE
TpinchK(Am$;h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;h[1];p[12];h[12];T[32];s[12];T_pinch_K:T[33];
T[34];m_dot_KW;Q_dot_Condensor;h[13];T[13];s[13];h[14];T[14];s[14];s[33];s[34])
IF (h_grenz>=h[12]) THEN
s[14]=entropy(Am$;p=p[12];x=0)
T[14]=temperature(Am$;p=p[12];x=0)
h[14]=enthalpy(Am$;p=p[12];x=0)
T[13]=T[14]
s[13]=s[14]
h[13]=h[14]
s[33]=s[12]
s[34]=s[12]
T[33]=T[13]-T_pinch_K
T[34]=T[33]
Q_dot_Condensor=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor/(cp_W*(T[34]-T[32]))
Else
h[13]=enthalpy(Am$;p=p[12];x=1)
s[13]=entropy(Am$;p=p[12];x=1)
T[13]=temperature(Am$;p=p[12];x=1)
s[14]=entropy(Am$;p=p[12];x=0)
T[14]=temperature(Am$;p=p[12];x=0)

```

```

h[14]=enthalpy(Am$,p=p[12];x=0)
T[33]=T[13]-T_pinch_K
Q_dot_Condensor1=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[13])
Q_dot_Condensor2=m_dot_D_NDT*(h[13]-h[1])
m_dot_KW=Q_dot_Condensor2/(cp_W*(T[33]-T[32]))
T[34]=Q_dot_Condensor1/(m_dot_KW*cp_W)+T[33]
Q_dot_Condensor=m_dot_KW*cp_W*(T[34]-T[32])
s[33]=s[13]
s[34]=s[12]
ENDIF
END

```

\$IFNOT MINMAX

```

p[12]=0,05
p[16]=3
p[8]=2
p[2]=1
$ENDIF

```

"Konstanten für den Prozess"

```

Am$='Steam'
cp_W=Cp(Water;T=T[32];p=1)
cp_W1=Cp(Water;T=T[16];p=p[16])
cp_W2=Cp(Water;T=T[6];p=p[8])
T_U=298,15

```

"Taupunkt"

```

pi_W=(xi_W*p_Abgas)/0,00133
pi_SO3=(xi_SO3*p_Abgas)/0,00133
T_tau=((365,6905+11,9864*ln(pi_W)+4,70336*ln(pi_SO3)+(0,446*ln(pi_SO3)+5,2572)^2,19)
)-273,15

```

"Turbinen"

```

W_dot_t_HDT=m_dot_D_HD*(h[19]-h[20])
W_dot_t_MDT=m_dot_D_ges*(h[10]-h[11])
W_dot_t_NDT=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[12])
Eta_s_HT=(h[19]-h[20])/(h[19]-h_20_strich)
Eta_s_MT=(h[10]-h[11])/(h[10]-h_11_strich)
Eta_s_NT=(h[11]-h[12])/(h[11]-h_12_strich)

```

"Prozeduraufruf"

```

CALL T_vergleich(T[31];T_tau;m_dot_Abgas;cp_Abgas;Q_ab)
CALL
T_M(T[21];T[18];T[22];T[19];T[24];T[15];T[25];T[16];T[26];T[9];T[27];T[8];T[29];T[6];T[3
0];T[5];T[3];T[2];T[31];T_Gr_HD_Ü;T_Kl_HD_Ü;T_Gr_HD_V;T_Kl_HD_V;T_Gr_HD_Eco
;T_Kl_HD_Eco;T_Gr_ND_Ü;T_Kl_ND_Ü;T_Gr_ND_V;T_Kl_ND_V;T_Gr_ND_Eco;T_Kl_
ND_Eco;T_Gr_KV;T_Kl_KV)
CALL
TpinchK(Am$;h_grenz;m_dot_D_NDT;cp_W;h[1];p[12];h[12];T[32];s[12];T_pinch_K:T[33];
T[34];m_dot_KW;Q_dot_Condensor;h[13];T[13];s[13];h[14];T[14];s[14];s[33];s[34])

```

"Überhitzer-Hochdruckteil"

$$T_{pinch_Ü_HD}=T[21]-T[19]$$

$$Q_{dot_Überhitzer_HD}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[21]-T[22])$$

$$Q_{dot_Überhitzer_HD}=m_{dot_D_HD}*(h[19]-h[18])$$

$$T_{m_Ü_HD}=(T_{Gr_HD_Ü}-T_{Kl_HD_Ü})/\ln(T_{Gr_HD_Ü}/T_{Kl_HD_Ü})$$

$$Q_{dot_Überhitzer_HD}=kA_{Ü_HD}*T_{m_Ü_HD}$$

$$E_{dot_Ü_HD}=T_{Ü}*(m_{dot_Abgas}*(cp_{Abgas}*\ln((T[22]+273,15)/(T[21]+273,15)))+m_{dot_D_HD}*(s[19]-s[18]))$$

"Verdampfer-Hochdruckteil"

$$T_{approach_HD}=T[17]-T[16]$$

$$T_{pinch_V_HD}=T[23]-T[17]$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD1}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[22]-T[23])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD2}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[23]-T[24])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD1}=m_{dot_D_HD}*(h[18]-h[17])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD2}=m_{dot_D_HD}*(h[17]-h[16])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD}=Q_{dot_Verdampfer_HD1}+Q_{dot_Verdampfer_HD2}$$

$$T_{m_V_HD}=(T_{Gr_HD_V}-T_{Kl_HD_V})/\ln(T_{Gr_HD_V}/T_{Kl_HD_V})$$

$$Q_{dot_Verdampfer_HD}=kA_{V_HD}*T_{m_V_HD}$$

$$E_{dot_Verdampfer_HD}=T_{Ü}*(m_{dot_Abgas}*(cp_{Abgas}*\ln((T[24]+273,15)/(T[22]+273,15)))+m_{dot_D_HD}*(s[18]-s[16]))$$

$$h[17]=h[16]+cp_{W1}*T_{approach_HD}$$

"Eco-Hochdruckteil"

$$Q_{dot_Eco_HD}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[24]-T[25])$$

$$Q_{dot_Eco_HD}=m_{dot_D_HD}*(h[16]-h[15])$$

$$T_{m_Eco_HD}=(T_{Gr_HD_Eco}-T_{Kl_HD_Eco})/\ln(T_{Gr_HD_Eco}/T_{Kl_HD_Eco})$$

$$Q_{dot_Eco_HD}=kA_{Eco_HD}*T_{m_Eco_HD}$$

$$E_{dot_Eco_HD}=T_{Ü}*(m_{dot_Abgas}*(cp_{Abgas}*\ln((T[25]+273,15)/(T[24]+273,15)))+m_{dot_D_HD}*(s[16]-s[15]))$$

"Überhitzer-Niederdruckteil"

$$T_{pinch_Ü_ND}=T[26]-T[9]$$

$$Q_{dot_Überhitzer_ND}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[26]-T[27])$$

$$Q_{dot_Überhitzer_ND}=m_{dot_D_ND}*(h[9]-h[8])$$

$$T_{m_Ü_ND}=(T_{Gr_ND_Ü}-T_{Kl_ND_Ü})/\ln(T_{Gr_ND_Ü}/T_{Kl_ND_Ü})$$

$$Q_{dot_Überhitzer_ND}=kA_{Ü_ND}*T_{m_Ü_ND}$$

$$E_{dot_Ü_ND}=T_{Ü}*(m_{dot_Abgas}*(cp_{Abgas}*\ln((T[27]+273,15)/(T[26]+273,15)))+m_{dot_D_ND}*(s[9]-s[8]))$$

"Verdampfer-Niederdruckteil"

$$T_{approach_ND}=T[7]-T[6]$$

$$T_{pinch_V_ND}=T[28]-T[7]$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND1}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[27]-T[28])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND2}=m_{dot_Abgas}*cp_{Abgas}*(T[28]-T[29])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND1}=m_{dot_D_ND}*(h[8]-h[7])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND2}=m_{dot_D_ND}*(h[7]-h[6])$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND}=Q_{dot_Verdampfer_ND1}+Q_{dot_Verdampfer_ND2}$$

$$T_{m_V_ND}=(T_{Gr_ND_V}-T_{Kl_ND_V})/\ln(T_{Gr_ND_V}/T_{Kl_ND_V})$$

$$Q_{dot_Verdampfer_ND}=kA_{V_ND}*T_{m_V_ND}$$

Anhang

$$\begin{aligned}E_{\text{dot_Verdampfer_ND}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[29]+273,15)/(T[27]+273,15))) \\&+ m_{\text{dot_D_ND}} \cdot (s[8]-s[6])) \\h[7] &= h[6] + c_{p_W2} \cdot T_{\text{approach_ND}}\end{aligned}$$

"Eco-Niederdruckteil"

$$Q_{\text{dot_Eco_ND}} = m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[29] - T[30])$$

$$\begin{aligned}Q_{\text{dot_Eco_ND}} &= m_{\text{dot_D_ges}} \cdot (h[6] - h[5]) \\T_{m_Eco_ND} &= (T_{Gr_ND_Eco} - T_{Kl_ND_Eco}) / \ln(T_{Gr_ND_Eco} / T_{Kl_ND_Eco}) \\Q_{\text{dot_Eco_ND}} &= kA_{Eco_ND} \cdot T_{m_Eco_ND} \\E_{\text{dot_Eco_ND}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[30]+273,15)/(T[29]+273,15))) + m_{\text{dot_D_ges}} \cdot (s[6] - s[5]))\end{aligned}$$

"Massen und Energiebilanzen"

$$\begin{aligned}m_{\text{dot_D_ges}} &= m_{\text{dot_D_ND}} + m_{\text{dot_D_HD}} \\m_{\text{dot_D_ges}} \cdot h[10] &= m_{\text{dot_D_ND}} \cdot h[9] + m_{\text{dot_D_HD}} \cdot h[20]\end{aligned}$$

"Kondensatvorwärmer"

$$\begin{aligned}Q_{\text{dot_KV}} &= m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[30] - T[31]) \\Q_{\text{dot_KV}} &= m_{\text{dot_D_NDT}} \cdot (h[3] - h[2]) \\T_{m_KV} &= (T_{Gr_KV} - T_{Kl_KV}) / \ln(T_{Gr_KV} / T_{Kl_KV}) \\Q_{\text{dot_KV}} &= kA_{KV} \cdot T_{m_KV} \\E_{\text{dot_KV}} &= T_U \cdot (m_{\text{dot_Abgas}} \cdot (c_{p_Abgas} \cdot \ln((T[31]+273,15)/(T[30]+273,15))) + m_{\text{dot_D_NDT}} \cdot (s[3] - s[2]))\end{aligned}$$

"Speisewasserbehälter"

$$(m_{\text{dot_D_ges}} - m_{\text{dot_D_NDT}}) \cdot h[11] + m_{\text{dot_D_NDT}} \cdot h[3] = m_{\text{dot_D_ges}} \cdot h[4]$$

"Leistungsausbeute"

$$P_{el} = (W_{\text{dot_t_HDT}} + W_{\text{dot_t_MDT}} + W_{\text{dot_t_NDT}}) \cdot \eta_{Turbine_el} \cdot \eta_{Turbine_m} - ((W_{\text{dot_t_P_K}} + W_{\text{dot_t_P_HD}} + W_{\text{dot_t_P_S}}) / (\eta_{Pumpe_el} \cdot \eta_{Pumpe_m}))$$

"thermischer Wirkungsgrad"

$$\eta_{th} = (P_{el}) / ((m_{\text{dot_Abgas}} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T[21] - T[31])))$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$\begin{aligned}h[1] &= \text{enthalpy}(Am\$; p=p[12]; T=T[1]) \\v[1] &= \text{volume}(Am\$; p=p[12]; T=T[1]) \\s[1] &= \text{entropy}(Am\$; p=p[12]; T=T[1])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T[2] &= \text{temperature}(Am\$; p=p[2]; h=h[2]) \\s[2] &= \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; h=h[2])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h[3] &= \text{enthalpy}(Am\$; p=p[2]; T=T[3]) \\s[3] &= \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; T=T[3])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h[4] &= \text{enthalpy}(Am\$; p=p[2]; T=T[4]) \\v[4] &= \text{volume}(Am\$; p=p[2]; T=T[4]) \\s[4] &= \text{entropy}(Am\$; p=p[2]; T=T[4])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T[5] &= \text{temperature}(Am\$; p=p[8]; h=h[5]) \\s[5] &= \text{entropy}(Am\$; p=p[8]; h=h[5])\end{aligned}$$

v[6]=volume(Am\$,p=p[8];h=h[6])
s[6]=entropy(Am\$,p=p[8];h=h[6])

h[7]=enthalpy(Am\$,p=p[8];x=0)
T[7]=temperature(Am\$,p=p[8];x=0)

s[7]=entropy(Am\$,p=p[8];x=0)

h[8]=enthalpy(Am\$,p=p[8];x=1)
T[8]=temperature(Am\$,p=p[8];x=1)
s[8]=entropy(Am\$,p=p[8];x=1)

h[9]=enthalpy(Am\$,p=p[8];T=T[9])
s[9]=entropy(Am\$,p=p[8];h=h[9])

T[10]=temperature(Am\$,p=p[8];h=h[10])
s[10]=entropy(Am\$,p=p[8];h=h[10])

h_11_strich=enthalpy(Am\$,p=p[2];s=s[10])
s[11]=entropy(Am\$,p=p[2];h=h[11])
T[11]=temperature(Am\$,p=p[2];h=h[11])
x[11]=quality(Am\$,p=p[2];h=h[11])

h_12_strich=enthalpy(Am\$,p=p[12];s=s[11])
T[12]=temperature(Am\$,p=p[12];h=h[12])
s[12]=entropy(Am\$,p=p[12];h=h[12])
h_grenz=enthalpy(Am\$,p=p[12];x=1)
x[12]=quality(Am\$,p=p[12];h=h[12])

T[15]=temperature(Am\$,p=p[16];h=h[15])
s[15]=entropy(Am\$,p=p[16];h=h[15])

s[16]=entropy(Am\$,p=p[16];h=h[16])

h[17]=enthalpy(Am\$,p=p[16];x=0)
T[17]=temperature(Am\$,p=p[16];x=0)
s[17]=entropy(Am\$,p=p[16];x=0)

h[18]=enthalpy(Am\$,p=p[16];x=1)
T[18]=temperature(Am\$,p=p[16];x=1)
s[18]=entropy(Am\$,p=p[16];x=1)

h[19]=enthalpy(Am\$,p=p[16];T=T[19])
s[19]=entropy(Am\$,p=p[16];T=T[19])

h_20_strich=enthalpy(Am\$,p=p[8];s=s[19])
s[20]=entropy(Am\$,p=p[8];h=h[20])
T[20]=temperature(Am\$,p=p[8];h=h[20])
x[20]=quality(Am\$,p=p[8];h=h[20])

"Pumpe nach Kondensator"

dh_pumpe_K=(v[1]*(p[2]-p[12])*100)/Eta_s_Pumpe

$h[2]=h[1]+dh_pumpe_K$
 $W_dot_t_P_K=m_dot_D_NDT*dh_pumpe_K$

"Pumpe nach Speisewasserbehälter"

$dh_pumpe_S=(v[4]*(p[8]-p[2])*100)/Eta_s_Pumpe$
 $h[5]=h[4]+dh_pumpe_S$

$W_dot_t_P_S=m_dot_D_ges*dh_pumpe_S$

"Pumpe nach ND_Eco"

$dh_pumpe_HD=(v[6]*(p[16]-p[8])*100)/Eta_s_Pumpe$
 $h[15]=h[6]+dh_pumpe_HD$

$W_dot_t_P_HD=m_dot_D_ges*dh_pumpe_HD$

$T[25]=T[26]$

"Subcooling"

$T_sub=T[12]-T[1]$

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung"

"Abwärmequelle"

$s[21]=s[19]$
 $s[22]=s[18]$
 $s[23]=s[17]$
 $s[24]=s[16]$
 $s[25]=s[15]$
 $s[26]=s[9]$
 $s[27]=s[8]$
 $s[28]=s[7]$
 $s[29]=s[6]$
 $s[30]=s[3]$
 $s[31]=s[2]$

"Kühlung"

$s[32]=s[1]$

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

$Q[21]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[21])$
 $Q[22]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[22])$
 $Q[23]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[23])$
 $Q[24]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[24])$
 $Q[25]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[25])$
 $Q[26]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[26])$
 $Q[27]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[27])$
 $Q[28]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[28])$
 $Q[29]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[29])$
 $Q[30]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[30])$
 $Q[31]=m_dot_Abgas*cp_Abgas*(T[21]-T[31])$

"Kreisprozess"

```

Q[1]=m_dot_D_NDT*(h[1]-h[2])
Q[2]=m_dot_D_NDT*(h[3]-h[2])+Q[3]
Q[3]=Q[5]
Q[4]=m_dot_D_ges*(h[4]-h[2])
Q[5]=m_dot_D_ges*(h[6]-h[5])+Q[6]

Q[6]=m_dot_D_ND*(h[7]-h[6])+Q[7]
Q[7]=m_dot_D_ND*(h[8]-h[7])+Q[8]
Q[8]=m_dot_D_ND*(h[9]-h[8])+Q[15]
Q[9]=Q[15]
Q[10]=m_dot_D_NDT*(h[10]-h[2])
Q[11]=m_dot_D_NDT*(h[11]-h[2])
Q[12]=m_dot_D_NDT*(h[12]-h[2])
Q[13]=m_dot_D_NDT*(h[13]-h[2])
Q[14]=m_dot_D_NDT*(h[14]-h[2])
Q[15]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[15])
Q[16]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[16])
Q[17]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[17])
Q[18]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[18])
Q[19]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[19])
Q[20]=m_dot_D_HD*(h[19]-h[20])

```

\$Tabstops 0,25 1,5 in

11.2.1 ORC - Prozess ohne Überhitzung

```

$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\ORC.csv' T[14] m_dot_Abgas T[15] T_pinch_V
T_pinch_K T_pinch_GT1 T_sub Eta_s_Turbine Eta_s_Pumpe Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el
Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el cp_Abgas_ein cp_Abgas_aus s_aus s_ein T[13]

```

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

```

PROCEDURE
T_M(T[14];T[10];T[11];T[13];T[12];T[4];T[3];T[2]:T_Gr_Boiling;T_Kl_Boiling;T_Gr_GT;T
_Kl_GT;T_Gr_HE;T_Kl_HE)
IF ((T[14]-T[12])<(T[13]-T[10])) THEN
T_Gr_GT=T[13]-T[10]
T_Kl_GT=T[14]-T[12]
ELSE
T_Gr_GT=T[14]-T[12]
T_Kl_GT=T[13]-T[10]
ENDIF
IF ((T[12]-T[4])<(T[11]-T[3])) THEN
T_Gr_Boiling=T[11]-T[3]
T_Kl_Boiling=T[12]-T[4]
ELSE
T_Gr_Boiling=T[12]-T[4]
T_Kl_Boiling=T[11]-T[3]

```

```

ENDIF
IF ((T[11]-T[3])<(T[10]-T[2])) THEN
T_Gr_HE=T[10]-T[2]
T_Kl_HE=T[11]-T[3]
ELSE
T_Gr_HE=T[11]-T[3]
T_Kl_HE=T[10]-T[2]

ENDIF
END

```

"Konstanten für den Prozess"

```

Am$='R245fa'
T_U=298,15
cp_W=Cp(Water;T=T[15];p=1)

```

\$IFNOT MINMAX

```

p[9]=8
p[1]=18
$ENDIF

```

"Prozeduraufruf"

```

CALL
T_M(T[14];T[10];T[11];T[13];T[12];T[4];T[3];T[2]:T_Gr_Boiling;T_Kl_Boiling;T_Gr_GT;T_Kl_GT;T_Gr_HE;T_Kl_HE)

```

"ORC-Medium/Thermoölkreislauf"

"Verdampfer"

```

Q_dot_Boiling=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[11]+273,15)^2)+0,8184*(T[12]-T[11]))
Q_dot_Boiling=m_dot_AM*(h[4]-h[3])
Q_dot_Boiling=kA_V*T_V_m
E_dot_Boiling=T_U*(m_dot_AM*(s[4]-s[3])+m_dot_TOE*((0,0036*(T[12]-T[11])+0,8184*ln((T[12]+273,15)/(T[11]+273,15)))))
T_V_m=(T_Gr_Boiling-T_Kl_Boiling)/ln(T_Gr_Boiling/T_Kl_Boiling)

T[11]=T[3]+T_pinch_V

```

"Vorwärmer"

```

Q_dot_HE=m_dot_TOE*(0,0018*((T[11]+273,15)^2-(T[10]+273,15)^2)+0,8184*(T[11]-T[10]))
Q_dot_HE=m_dot_AM*(h[3]-h[2])
Q_dot_HE=kA_HE*T_HE_m
E_dot_HE=T_U*(m_dot_AM*(s[3]-s[2])+m_dot_TOE*((0,0036*(T[11]-T[10])+0,8184*ln((T[11]+273,15)/(T[10]+273,15)))))
T_HE_m=(T_Gr_HE-T_Kl_HE)/ln(T_Gr_HE/T_Kl_HE)

```

"Kondensator"

```

Q_dot_Condensor2=m_dot_KW*cp_W*(T[16]-T[15])
Q_dot_Condensor2=m_dot_AM*(h[7]-h[9])
Q_dot_Condensor=m_dot_AM*(h[6]-h[9])

```

Anhang

$$Q_{\text{dot_Condensor}} = m_{\text{dot_KW}} \cdot c_{p_W} \cdot (T[17] - T[15])$$
$$T_{\text{pinch_K}} = T[7] - T[16]$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$s[1] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[1], h=h[1])$$
$$T[1] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[1], h=h[1])$$

$$p[2] = p[1]$$

$$h[2] = h[1]$$
$$s[2] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[2], h=h[2])$$
$$T[2] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[2], h=h[2])$$

$$p[3] = p[2]$$
$$s[3] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$
$$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$
$$T[3] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$

$$p[4] = p[3]$$
$$T[4] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[4], x=1)$$
$$h[4] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[4], x=1)$$
$$s[4] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[4], h=h[4])$$

$$p[5] = p[4]$$
$$h[5] = h[4]$$
$$s[5] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[5], h=h[5])$$
$$T[5] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[5], h=h[5])$$

$$p[6] = p[9]$$
$$s[6] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[6], h=h[6])$$
$$T[6] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[6], h=h[6])$$
$$h_{6_s} = \text{enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[6], s=s[5])$$

$$s[7] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[7], x=1)$$
$$T[7] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[7], x=1)$$
$$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[7], x=1)$$
$$p[7] = p[9]$$

$$v[9] = \text{volume}(\text{Am}\$, p=p[9], T=T[9])$$
$$s[9] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[9], T=T[9])$$
$$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[9], T=T[9])$$

$$s[8] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[8], x=0)$$
$$T[8] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[8], x=0)$$
$$p[8] = p[9]$$

"Turbine"

$$\text{Eta}_{s_Turbine} = (h[5] - h[6]) / (h[5] - h_{6_s})$$
$$W_{\text{dot_t_T}} = m_{\text{dot_AM}} \cdot (h[5] - h[6])$$

"Pumpe im ORC - Kreislauf"

$$dh_{\text{pumpe}} = (v[9] \cdot (p[1] - p[9]) \cdot 100) / (\text{Eta}_{s_Pumpe})$$

Anhang

$$h[1]=h[9]+dh_pumpe$$
$$W_dot_T_P=m_dot_AM*dh_pumpe$$

"Leistungsausbeute"

$$P_el=(W_dot_t_T)*Eta_Turbine_el*Eta_Turbine_m-$$
$$W_dot_T_P/(Eta_Pumpe_el*Eta_Pumpe_m)$$

"hermischer Wirkungsgrad"

$$Eta_th=((h[5]-h[6])*Eta_Turbine_el*Eta_Turbine_m)-$$
$$(dh_pumpe/(Eta_Pumpe_el*Eta_Pumpe_m))/(h[4]-h[2])$$

"Rauchgas/Thermoölkreislauf"

"Rauchgas/Thermoöl-Wärmetauscher"

$$Q_dot_G_T=m_dot_Abgas*(cp_Abgas_ein*(T[14]+273,15)-cp_Abgas_aus*(T[13]+273,15))$$
$$Q_dot_G_T=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[10]+273,15)^2)+0,8184*(T[12]-$$
$$T[10]))$$
$$E_dot_G_T=T_U*(m_dot_Abgas*(s_aus-s_ein)+m_dot_TOE*(0,0036*(T[12]-$$
$$T[10])+0,8184*\ln((T[12]+273,15)/(T[10]+273,15))))$$
$$Q_dot_G_T=kA_GT*T_GT_m$$
$$T_GT_m=(T_Gr_GT-T_Kl_GT)/\ln(T_Gr_GT/T_Kl_GT)$$
$$T_pinch_GT1=T[13]-T[10]$$

"Subcooling"

$$T_sub=T[7]-T[9]$$

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung für T-s-Diagramm"

"Thermoöl"

$$s[10]=s[1]$$
$$s[11]=s[3]$$
$$s[12]=s[5]$$

"Abwärmequelle"

$$s[13]=s[1]$$
$$s[14]=s[5]$$

"Kühlung"

$$s[15]=s[9]$$
$$s[16]=s[7]$$
$$s[17]=s[6]$$

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

$$Q[14]=m_dot_Abgas*(cp_Abgas_ein*(T[14]+273,15)-cp_Abgas_ein*(T[14]+273,15))$$
$$Q[13]=m_dot_Abgas*(cp_Abgas_ein*(T[14]+273,15)-cp_Abgas_aus*(T[13]+273,15))$$

"Kreisprozess"

$$Q[4]=m_dot_AM*(h[4]-h[4])$$

```
Q[3]=m_dot_AM*(h[4]-h[3])
Q[2]=m_dot_AM*(h[4]-h[2])
Q[1]=m_dot_AM*(h[4]-h[1])
```

"Thermoöl"

```
Q[12]=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[12]+273,15)^2)+0,8184*((T[12])-T[12]))
Q[11]=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[11]+273,15)^2)+0,8184*((T[12])-T[11]))
Q[10]=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[10]+273,15)^2)+0,8184*((T[12])-T[10]))
```

\$Tabstops 0,25 1,5 in

11.2.1 ORC - Prozess mit Überhitzung

```
$Import 'C:\Users\erich\Desktop\Eingabe\ORC.csv' T[16] m_dot_Abgas T[17] T_pinch_V
T_pinch_K T_pinch_GT1 T_sub Eta_s_Turbine Eta_s_Pumpe Eta_Turbine_m Eta_Turbine_el
Eta_Pumpe_m Eta_Pumpe_el cp_Abgas_ein cp_Abgas_aus s_aus s_ein T[15]
```

"Berechnung von den Temperaturdifferenzen für den Gegenstromwärmetauscher"

```
PROCEDURE
T_M(T[16];T[11];T[15];T[12];T[14];T[13];T[4];T[2];T[5];T[3]:T_Gr_Boiling;T_Kl_Boiling;T
_Gr_GT;T_Kl_GT;T_Gr_UE;T_Kl_UE;T_Gr_HE;T_Kl_HE)
IF ((T[16]-T[14])<(T[15]-T[11])) THEN
T_Gr_GT=T[15]-T[11]
T_Kl_GT=T[16]-T[14]
ELSE
T_Gr_GT=T[16]-T[14]
T_Kl_GT=T[15]-T[11]
ENDIF
IF ((T[13]-T[4])<(T[14]-T[5])) THEN
T_Gr_UE=T[14]-T[5]
T_Kl_UE=T[13]-T[4]
ELSE
T_Gr_UE=T[13]-T[4]
T_Kl_UE=T[14]-T[5]
ENDIF
IF ((T[13]-T[4])<(T[12]-T[3])) THEN
T_Gr_Boiling=T[12]-T[3]
T_Kl_Boiling=T[13]-T[4]
ELSE
T_Gr_Boiling=T[13]-T[4]
T_Kl_Boiling=T[12]-T[3]
ENDIF
IF ((T[12]-T[3])<(T[11]-T[2])) THEN
T_Gr_HE=T[11]-T[2]
T_Kl_HE=T[12]-T[3]
ELSE
T_Gr_HE=T[12]-T[3]
T_Kl_HE=T[11]-T[2]
ENDIF
END
```

"Konstanten für den Prozess"

AM\$='R245fa'

cp_W=Cp(Water;p=p[10];T=T[10])

T_U=298,15

\$IFNOT MINMAX

p[10]=3

p[1]=9

T_pinch_GT2=40

\$ENDIF

"Prozeduraufruf"

CALL

T_M(T[16];T[11];T[15];T[12];T[14];T[13];T[4];T[2];T[5];T[3]:T_Gr_Boiling;T_Kl_Boiling;T_Gr_GT;T_Kl_GT;T_Gr_UE;T_Kl_UE;T_Gr_HE;T_Kl_HE)

"ORC-Medium/Thermoölkreislauf"

"Überhitzer"

Q_dot_UE=m_dot_TOE*(0,0018*((T[14]+273,15)^2-(T[13]+273,15)^2)+0,8184*((T[14]+273,15)-(T[13]+273,15)))

Q_dot_UE=m_dot_AM*(h[5]-h[4])

Q_dot_UE=kA_UE*T_UE_m

E_dot_UE=T_U*(m_dot_AM*(s[5]-s[4])+m_dot_TOE*((0,0036*(T[14]-T[13])+0,8184*ln((T[14]+273,15)/(T[13]+273,15)))))

T_pinch_UE=T[14]-T[5]

T_UE_m=(T_Gr_UE-T_Kl_UE)/ln(T_Gr_UE/T_Kl_UE)

"Verdampfer"

Q_dot_Boiling=m_dot_TOE*(0,0018*((T[13]+273,15)^2-(T[12]+273,15)^2)+0,8184*((T[13]+273,15)-(T[12]+273,15)))

Q_dot_Boiling=m_dot_AM*(h[4]-h[3])

Q_dot_Boiling=kA_V*T_V_m

E_dot_Boiling=T_U*(m_dot_AM*(s[4]-s[3])+m_dot_TOE*((0,0036*(T[13]-T[12])+0,8184*ln((T[13]+273,15)/(T[12]+273,15)))))

T_V_m=(T_Gr_Boiling-T_Kl_Boiling)/ln(T_Gr_Boiling/T_Kl_Boiling)

T_pinch_V=T[12]-T[3]

"Vorwärmer"

Q_dot_HE=m_dot_TOE*(0,0018*((T[12]+273,15)^2-(T[11]+273,15)^2)+0,8184*((T[12]+273,15)-(T[11]+273,15)))

Q_dot_HE=m_dot_AM*(h[3]-h[1])

Q_dot_HE=kA_HE*T_HE_m

E_dot_HE=T_U*(m_dot_AM*(s[3]-s[1])+m_dot_TOE*((0,0036*(T[12]-T[11])+0,8184*ln((T[12]+273,15)/(T[11]+273,15)))))

T_HE_m=(T_Gr_HE-T_Kl_HE)/ln(T_Gr_HE/T_Kl_HE)

"Kondensator"

Q_dot_Condensor2=m_dot_KW*cp_W*(T[18]-T[17])

Q_dot_Condensor2=m_dot_AM*(h[8]-h[10])

Q_dot_Condensor=m_dot_AM*(h[7]-h[10])

$$Q_{\text{dot_Condensor}} = m_{\text{dot_KW}} \cdot c_{p_W} \cdot (T[19] - T[17])$$

$$T_{\text{pinch_K}} = T[8] - T[18]$$

"Werte aus der Stoffdatenbank"

$$s[1] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[1], h=h[1])$$

$$T[1] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[1], h=h[1])$$

$$p[2] = p[1]$$

$$h[2] = h[1]$$

$$s[2] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[2], h=h[2])$$

$$T[2] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[2], h=h[2])$$

$$p[3] = p[2]$$

$$T[3] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$

$$s[3] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$

$$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[3], x=0)$$

$$p[4] = p[3]$$

$$T[4] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[4], x=1)$$

$$h[4] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[4], x=1)$$

$$s[4] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[4], h=h[4])$$

$$p[5] = p[4]$$

$$s[5] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[5], h=h[5])$$

$$h[5] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[5], T=T[5])$$

$$p[6] = p[5]$$

$$h[6] = h[5]$$

$$T[6] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[6], h=h[6])$$

$$s[6] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[6], T=T[6])$$

$$h_7_s = \text{enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[7], s=s[6])$$

$$p[7] = p[10]$$

$$s[7] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[7], h=h[7])$$

$$T[7] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[7], h=h[7])$$

$$p[8] = p[10]$$

$$s[8] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[8], x=1)$$

$$T[8] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[8], x=1)$$

$$h[8] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[8], x=1)$$

$$p[9] = p[10]$$

$$s[9] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[9], x=0)$$

$$T[9] = \text{Temperature}(\text{Am}\$, p=p[9], x=0)$$

$$v[10] = \text{volume}(\text{Am}\$, p=p[10], T=T[10])$$

$$s[10] = \text{entropy}(\text{Am}\$, p=p[10], T=T[10])$$

$$h[10] = \text{Enthalpy}(\text{Am}\$, p=p[10], T=T[10])$$

"Turbine"

$$W_{\dot{t}T} = \dot{m}_{AM} (h[6] - h[7])$$
$$\eta_{s_Turbine} = (h[6] - h[7]) / (h[6] - h_{7s})$$

"Pumpe im ORC - Kreislauf"

$$dh_{pumpe} = (v[10] \cdot (p[1] - p[10]) \cdot 100) / \eta_{s_Pumpe}$$
$$h[1] = h[10] + dh_{pumpe}$$
$$W_{\dot{T}P} = \dot{m}_{AM} \cdot dh_{pumpe}$$

"Leistungsausbeute"

$$P_{el} = W_{\dot{t}T} \cdot \eta_{Turbine_el} \cdot \eta_{Turbine_m}$$
$$W_{\dot{T}P} / (\eta_{Pumpe_el} \cdot \eta_{Pumpe_m})$$

"thermischer Wirkungsgrad"

$$\eta_{th} = ((h[6] - h[7]) \cdot \eta_{Turbine_el} \cdot \eta_{Turbine_m} - dh_{pumpe} / (\eta_{Pumpe_el} \cdot \eta_{Pumpe_m})) / (h[5] - h[2])$$

"Rauchgas/Thermoölkreislauf"

"Rauchgas/Thermoöl-Wärmetauscher"

$$Q_{\dot{GT}} = \dot{m}_{Abgas} (c_{p_Abgas_ein} (T[16] + 273,15) - c_{p_Abgas_aus} (T[15] + 273,15))$$
$$Q_{\dot{GT}} = \dot{m}_{TOE} (0,0018 \cdot ((T[14] + 273,15)^2 - (T[11] + 273,15)^2) + 0,8184 \cdot ((T[14] + 273,15) - (T[11] + 273,15)))$$
$$Q_{\dot{GT}} = kA_{GT} \cdot T_{GT_m}$$
$$E_{\dot{GT}} = T_U \cdot (\dot{m}_{Abgas} (s_{aus} - s_{ein}) + \dot{m}_{TOE} (0,0036 \cdot (T[14] - T[11]) + 0,8184 \cdot \ln((T[14] + 273,15) / (T[11] + 273,15))))$$
$$T[15] = T[11] + T_{pinch_GT1}$$
$$T[16] = T[14] + T_{pinch_GT2}$$
$$T_{GT_m} = (T_{Gr_GT} - T_{Kl_GT}) / \ln(T_{Gr_GT} / T_{Kl_GT})$$

"Subcooling"

$$T_{sub} = T[9] - T[10]$$

"Entropiezuweisung für Abwärmequelle und Kühlung für T-s-Diagramm"

"Thermoöl"

$$s[11] = s[1]$$
$$s[12] = s[3]$$
$$s[13] = s[4]$$
$$s[14] = s[5]$$

"Abwärmequelle"

$$s[15] = s[1]$$
$$s[16] = s[5]$$

"Kühlung"

$$s[17] = s[10]$$
$$s[18] = s[8]$$
$$s[19] = s[7]$$

"Wärmemengeberechnung für Q-T-Diagramm"

"Abwärmequelle"

$$Q[16]=m_dot_Abgas*(cp_Abgas_ein*(T[16]+273,15)-cp_Abgas_ein*(T[16]+273,15))$$

$$Q[15]=m_dot_Abgas*(cp_Abgas_ein*(T[16]+273,15)-cp_Abgas_aus*(T[15]+273,15))$$

"Kreisprozess"

$$Q[5]=m_dot_AM*(h[5]-h[5])$$

$$Q[4]=m_dot_AM*(h[5]-h[4])$$

$$Q[3]=m_dot_AM*(h[5]-h[3])$$

$$Q[2]=m_dot_AM*(h[5]-h[2])$$

$$Q[1]=m_dot_AM*(h[5]-h[1])$$

"Thermoöl"

$$Q[14]=m_dot_TOE*(0,0018*(((T[14]+273,15))^2-(T[14]+273,15)^2)+0,8184*((T[14])-T[14]))$$

$$Q[13]=m_dot_TOE*(0,0018*(((T[14]+273,15))^2-(T[13]+273,15)^2)+0,8184*((T[14])-T[13]))$$

$$Q[12]=m_dot_TOE*(0,0018*(((T[14]+273,15))^2-(T[12]+273,15)^2)+0,8184*((T[14])-T[12]))$$

$$Q[11]=m_dot_TOE*(0,0018*(((T[14]+273,15))^2-(T[11]+273,15)^2)+0,8184*((T[14])-T[11]))$$

\$Tabstops 0,25 1,5 in