

Erstellen eines Simulations- und Diagnose - Tools für bestehende ORC - Anlagen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner
und
Proj-Ass. Dipl.-Ing. Thomas Fellner

E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Florian Jäger BSc

066 445 / 0825380

2453 Sommerein, Brauhausgasse 4

Wien, im November 2014

Vorwort

Ich werde an dieser Stelle die Gelegenheit ergreifen um mich bei all jenen bedanken, die mich während meines Studiums an der Technischen Universität Wien, sowie im Rahmen meiner Diplomarbeit unterstützt und begleitet haben.

In erster Linie möchte ich meinen Dank der TU Wien und seinen Mitarbeitern aussprechen, speziell Herrn Prof. Dr. Andreas Werner und Dipl.-Ing. Thomas Fellner für Ihre kollegiale Betreuung und Unterstützung bei meiner Diplomarbeit.

Ebenfalls würde ich mich gerne bei der Firma *VOIGT & WIPP Industrial Research* für die Möglichkeit einer interessanten Abschlussarbeit, aber auch bei ihren Mitarbeitern Bernhard Kronberger und Elke Hilby für eine gute Zusammenarbeit bedanken.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern, Großeltern sowie meinem Bruder, die mir während der gesamten Studienzeit unentwegt zur Seite gestanden sind.

Kurzfassung

Der ORC Prozess (Organic Rankine Cycle) ist ein Dampfkraftprozess, welcher hauptsächlich zur Stromerzeugung aus Niedertemperaturwärme ($< 150^{\circ}\text{C}$) verwendet wird. Durch Einsatz eines organischen Arbeitsmediums, genau genommen sogenannter „dry fluids“, verbleibt das Arbeitsmedium nämlich nach dem Expandiervorgang der Turbine in der reinen Dampfphase, was sie in Kombination ihrer niedrigen Siedetemperaturen auszeichnet. Die wichtigsten Anwendungsgebiete dieser Technologie sind neben Stromerzeugung aus Geothermie und Abwärmenutzung industrieller Prozesse, die Einbindung in biomassegefeuerten Kraft-Wärme-Kopplungen.

Im biomassegefeuerten Heizkraftwerk in Großarl (Ö) kommt ein ORC-Modul zum Einsatz, welches, neben der Erzeugung elektrischer Leistung, ebenfalls das lokale Fernwärmenetz beheizt. Hierzu wird die Abwärme einer der drei Biomassekessel genutzt, welche über einen Thermoölkreislauf mit dem ORC-Turbogenerator verbunden ist. Betrieben wird das Modul mit einem Silikonöl (MDM), welches bei ca. 260°C (10 bar) zu sieden beginnt. Dessen Kondensationsleistung (ca. 2800 kW) wird wie erwähnt ebenso verwertet, indem diese zur Erwärmung des Fernwärmerücklaufs genutzt wird. Da dieses Modul mit Problemen der elektrischen Minderleistung zu kämpfen hat, sollte im Zuge dieser Diplomarbeit sowohl ein Simulationstool zur Nachrechnung einzelner Betriebspunkte, als auch ein Diagnosetool erstellt werden. Dieses Diagnosetool soll online und parallel zum Betrieb die Parameter der Anlage überprüfen, etwaige Störungen erkennen und die jeweilige Ursache identifizieren. Erstellt wurde es mit dem Softwarepaket MATLAB / Simscape, damit der Prozess blockorientiert simuliert werden kann. Dazu wurde keine der Standardbibliotheken aus Simscape verwendet, sondern eine neue Domain mit entsprechenden Blöcken modelliert, welche die Hauptkomponenten des Moduls beschreiben. Um die Eingabeparameter der Simulation zu reduzieren, sollten aus vorhandenen Anlagenmessdaten diverse Abhängigkeiten einiger Betriebsparameter ermittelt werden um sie in den Blöcken als Berechnungsformeln zu hinterlegen. Diese dienen auch zur Identifikation des Betriebsverhaltens dieser speziellen Anlage (inwieweit sich die Hauptkomponenten gegenseitig beeinflussen). Weiters sollten für den Diagnoseteil anlagenspezifische Grenzbereiche ermittelt werden, welche einen Störbetrieb bzw. Anlagendefekt kennzeichnen.

Abstract

The Organic Rankine Cycle is a special steam process, which supplies power generation operating with low-temperature heat sources. Instead of water different organic working fluids characterized by a higher molecular mass are used which lead to a lower vaporization temperature.

In the biomass fired combined heat and power plant in Großarl (AUT) such an ORC process is installed to deliver hot water for the local district heating network and to produce electricity. Condensing heat of liquifying the working fluid MDM (silicon oil) warms this water reflux of the network. The required heat is provided by one of three biomass boilers through a thermal oil cycle. Because of operational problems, the electrical output of this ORC turbogenerator is reduced. As part of this master thesis a simulation and diagnose tool should be developed to check operating points on one hand and identify operating troubles and their causes on the other hand. The diagnose part of the tool should run online to check the site parameter continuously. This tool was generated with the software MATLAB / Simscape to simulate the ORC process block-orientated. With measured data of the turbogenerator the operating behaviour of this facility could be identified to reduce input parameters of the simulation. Furthermore error limits should be determined with that information.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	I
Tabellenverzeichnis.....	III
Nomenklatur.....	IV
1.) Einleitung.....	1
1.1.) Allgemeines	1
1.2.) Theoretische Beschreibung eines ORC-Prozesses.....	4
1.2.1.) Allgemein	4
1.2.2.) Hauptkomponenten und diverse Konfigurationen	6
1.2.3.) Thermodynamische Analyse des ORC-Prozesses.....	7
1.2.4.) Übersicht einiger Arbeitsfluide.....	8
2.) Darstellung der existierenden Anlage und der Fragestellung	10
2.1.) Anlagenbeschreibung des ORC-Moduls in Großarl	10
2.2.) Funktionsweise des gesamten Heizkraftwerks.....	12
2.3.) Fragestellung	14
3.) Modellbildung	15
3.1.) Einführung in MATLAB / Simscape.....	15
3.2.) Beschreibung der Blöcke.....	17
3.2.1.) Domain	17
3.2.2.) Stoffgrößen	20
3.2.3.) Pumpe.....	22
3.2.4.) Turbine.....	25
3.2.5.) Verdampfer.....	31
3.2.6.) Kondensator	36
3.2.7.) Vorwärmer	40
3.2.8.) Regenerator.....	43
3.2.9.) Massenstrom-Quellenmodul für den ORC-Kreislauf.....	52
3.2.10.) weitere Quellen- / Senkenmodule.....	58

3.3.) Beschreibung des Gesamtmodells	60
4.) Konzepte zur Anlagendiagnose.....	63
4.1.) Pumpe	63
4.1.1.) Pumpenleistung / Leistung der Hilfsaggregate.....	63
4.1.2.) Druckverlust im ORC-System.....	64
4.2.) Turbine	66
4.2.1.) Turbinenleistung (gemessen am Generator)	66
4.2.2.) Schmieröltemperatur	69
4.2.3.) Schmieröleintritt in Turbine	69
4.3.) Verdampfer / Vorwärmer.....	71
4.3.1.) Verdampferdruck.....	71
4.3.2.) Überhitzung des Arbeitsfluids.....	72
4.3.3.) Messfehler / Leckage im Verdampfer	73
4.3.4.) Pinch-Point (Grädigkeit).....	74
4.4.) Kondensator	75
4.4.1.) Kondensatordruck	75
4.4.2.) Messfehler / Leckage im Kondensator	77
4.4.3.) Pinch-Point (Grädigkeit).....	78
4.5.) Regenerator	79
4.5.1.) Verschmutzung der Wärmetauscherflächen	79
5.) Resultate und Diskussion	81
5.1.) Modul „Manueller Input“	81
5.2.) Modul „Diagnose“	84
5.3.) Gründe für Minderleistung der ORC-Anlage Großarl	87
6.) Ausblick: Weiterentwicklungsmöglichkeiten.....	91
ANHANG	93
A1.) Anordnung der Hauptkomponenten des ORC-Moduls.....	93
A2.) Auflistung der erfassten Betriebsparameter im ORC-Turbogenerator T600.....	95
A3.) R&I Schema eines ORC-Turbogenerators T600	96

A4.) Schema des Heizkraftwerkes Großarl inkl. Einbindung des ORC-Moduls	98
B1.) Mathematische Formulierung der Block-Regressionen	99
B1.1.) Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe	99
B1.2.) Isentroper Wirkungsgrad der Turbine	99
B1.3.) Gesamtwirkungsgrad der Turbine.....	100
B1.4.) Verdampferdruck.....	100
B1.5.) Kondensatordruck.....	101
B1.6.) k_A -Wert des Regenerators	101
B1.7.) Arbeitsmittelmassenstrom	102
B2.) Übersicht des Simscape Modells eines ORC-Turbogenerators	103
B3.) Subsysteme des Simscape ORC-Turbogenerators.....	104
B4.) Regressionskombinationen	108
C1.) Mathematische Formulierung der Diagnose-Regressionen	110
C1.1.) Leistungsfaktor Pumpe	110
C1.2.) Pumpendrehzahl	110
C1.3.) Temperaturdifferenz über Turbine	111
D1.) Outputs des Moduls „Manueller Input“	112
D2.) Outputs des Moduls „Diagnose“	114
Literaturverzeichnis	A

Abbildungsverzeichnis

- Abbildung 1.1: Wärmebedarf des Industriesektors (EU-27) aus 2009 [2]
- Abbildung 1.2: ORC-Marktentwicklung (links) bzw. relative anwendungsbezogene Aufteilung der installierten Module, bezogen auf deren Anwendung (rechts) [3]
- Abbildung 1.3: T-s Diagramm von Wasser und einigen organischen Fluiden [4]
- Abbildung 1.4: ORC Prozessvarianten [6]
- Abbildung 1.5: Schema und T-s Diagramm eines einfachen ORC Prozesses
- Abbildung 1.6: Kritische Temperatur bzw. Druck für verschiedene ORC Fluidgruppen [6]
- Abbildung 2.1: Darstellung des ORC Betriebszyklus [9]
- Abbildung 3.1: Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe in Abhängigkeit der Drehzahl
- Abbildung 3.2: Isentroper Wirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2005/06
- Abbildung 3.3: Isentroper Wirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2013
- Abbildung 3.4: Gesamtwirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2005/06
- Abbildung 3.5: Gesamtwirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Verdampferdruck, Daten aus 2013
- Abbildung 3.6: Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und Kondensatordruck, Daten aus 2013
- Abbildung 3.7: Zoom Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und Kondensatordruck, Daten aus 2013
- Abbildung 3.8: Kondensatordruck abhängig von der Heißwasseraustrittstemperatur, Daten aus 2013
- Abbildung 3.9: kA-Wert des Regenerators abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2013
- Abbildung 3.10: Graphische Darstellung der verschiedenen Gleichungsteile der Wärmetauchergleichung
- Abbildung 3.11: Arbeitsmittelmassenstrom abhängig von der zugeführten Thermoöl-Wärmeleistung und Dampfüberhitzung, Daten aus 2013
- Abbildung 3.12: Zoom Arbeitsmittelmassenstrom abhängig von der zugeführten Thermoöl-Wärmeleistung und Dampfüberhitzung, Daten aus 2013

Abbildung 3.13: Vergleich der berechneten und gemessenen Massenströme vom
21.07.2014

Abbildung 3.14: Vergleich der berechneten und gemessenen Massenströme vom
22.07.2014

Abbildung 4.1: Leistungsfaktor Pumpe abhängig von der Turbinenleistung, Daten aus
2005/06

Abbildung 4.2: Pumpendrehzahl abhängig vom Verdampferdruck, Daten aus 2013

Abbildung 4.3: Temperaturdifferenz über Turbine, Daten aus 2005/06

Abbildung 4.4: Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und
Heißwassereintrittstemperatur, Daten aus 2013

Abbildung 4.5: Grädigkeit Verdampfer - Thermoöl / Silikonöl

Abbildung 4.6: Grädigkeit Kondensator - Silikonöl / Heißwasser

Abbildung 5.1: Simulationsdauer des Moduls „Manueller Input“

Abbildung 5.2: Simulationsdauer des Moduls „Diagnose“

Abbildung 5.3: Generatorleistung abhängig von Thermoölwärmeleistung und
Heißwassereintrittstemperatur, Daten aus 2013

Abbildung 5.4: Generatorleistung abhängig von Thermoölwärmeleistung und
Heißwasseraustrittstemperatur, Daten aus 2013

Abbildung A1.1: Aufbau Turbogenerator T450-T600 [9]

Abbildung A1.2: Aufbau Turbogenerator T450-T600 [9]

Abbildung A3.1: R&I Schema eines ORC Turbogenerators T600 (Teil 1)
[VOIGT+WIPP Industrial Research]

Abbildung A3.1: R&I Schema eines ORC Turbogenerators T600 (Teil 2)
[VOIGT+WIPP Industrial Research]

Abbildung A4.1: Schema des Heizkraftwerks Großarl

Abbildung B2.1: Übersicht des ORC Simscape Modells

Abbildung B3.1: Simscape Subsystem Pumpe

Abbildung B3.2: Simscape Subsystem Turbine

Abbildung B3.3: Simscape Subsystem Verdampfer

Abbildung B3.4: Simscape Subsystem Kondensator

Abbildung B3.5: Simscape Subsystem Vorwärmer

Abbildung B3.6: Simscape Subsystem Regenerator

Abbildung B3.7: Simscape Subsystem Schleife

Abbildung D1.1: T-s Diagramm des ORC Prozesses

Abbildung D1.2: Diagramm der Schlüsselfaktoren des ORC Prozesses

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Technische Kenndaten des Turbogenerators T600 [9]

Tabelle A2.1: Während des laufenden Betriebs aufgezeichnete Parameter des Turbogenerators T600 in Großarl

Tabelle B4.1: Kombinationen der Regressionsvariablen, getestet auf Durchführbarkeit der Simulation mit dem Regenerator-Hauptberechnungsmodells

Tabelle B4.2: Kombinationen der Regressionsvariablen, getestet auf Durchführbarkeit der Simulation mit dem Regenerator-Zusatzmodells

Tabelle D1.1: Sammlung der wichtigsten berechneten Parameter aller Komponenten

Tabelle D2.1: Diagnosebericht (gekürzte Version)

Nomenklatur

c_p	spezifische Wärmekapazität [J/(kg.K)]
f	Funktion (von)
h	Enthalpie [J/kg]
k_A	kA-Wert (Wärmedurchgangskoeffizient mal effektiver Wärmetauscherfläche) [W/K]
\dot{m}, m	Massenstrom [kg/s]
n	Drehzahl [U/min]
p	Druck [bar, MPa]
P	Leistung [kW]
\dot{Q}	Wärmeleistung [kW]
s	spezifische Entropie, [J/(kg.K)]
T	Temperatur, [°C, K]
\dot{v}	Volumenstrom [m³/h]
\dot{W}	mechanische Leistung [kW]

Griechische Buchstaben

Δ, d	Differenz (delta)
η	Wirkungsgrad [-]
φ, ϕ	Faktor [%]
ρ	Dichte [kg/m³]

Subskripte

A, B	beide Seiten des Wärmetauschers
C	kalte Seite (cold)
c	kritisch (critical)
$calc$	berechnet, Berechnung (Simulation)
el	elektrisch
gen	Generator
ges	gesamt
H	heiße Seite (hot)
HW	Heißwasser
in	ein, Eingangs-
$Kond$	Kondensator

<i>m</i>	mechanisch
<i>mess</i>	gemessen, Messung
<i>mid</i>	mittlere
<i>mot</i>	Motor-
<i>net</i>	netto
<i>out</i>	aus, Ausgangs-
<i>Pinch</i>	entsprechender Wert beim Pinch-Point
<i>prim</i>	primär
<i>Pump</i>	Pumpe
<i>Reg</i>	Regenerator
<i>s</i>	isentrop
<i>S</i>	Siede-
<i>sek</i>	sekundär
<i>SÖl</i>	Silikonöl
<i>start</i>	Start Kondensations-, Siedevorgang
<i>sys</i>	Prozess / System
<i>therm</i>	thermisch
<i>TÖl</i>	Thermoöl
<i>TOP</i>	Thermoöl-Wärmeleistung
<i>Turb</i>	Turbine
<i>ÜH</i>	Überhitzung
<i>UK</i>	Unterkühlung
<i>V</i>	Verlust-
<i>Verd</i>	Verdampfer
<i>Vorw</i>	Vorwärmer
<i>WF</i>	Arbeitsmedium (Working Fluid)

Akronyme

<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>MDM</i>	Octamethyltrisiloxan
<i>ORC</i>	Organic Rankine Cycle

1.) Einleitung

1.1.) Allgemeines

Heutzutage zählt die Verbesserung der Energieeffizienz zu einer der wichtigsten Maßnahmen, um die Energieeinsparungsziele zu erreichen und damit auch die Umwelt zu erhalten bzw. dem Klimawandel entgegenzuwirken. Treibhausgase werden größtenteils (ca. 90%) durch die Verbrennung von fossilen Brennstoffen in die Atmosphäre emittiert, wobei diese zu 90% aus Kohlendioxid (CO₂) bestehen. Das bedeutet, dass mehr als 80% des ausgestoßenen CO₂'s durch die Verwendung von fossilen Brennstoffen als Energiequelle entstehen. Der effizientere Einsatz dieser Brennstoffe kann somit die Treibhausgasemissionen reduzieren. Weiters können durch diese Maßnahmen die Brennstoffkosten reduziert und damit eine höhere Profitabilität erreicht werden. [1]

In vielen Industrieprozessen entsteht Niedertemperaturwärme (speziell unter 150°C), welche ungenutzt mittels Kühlwasser oder anderweitig an die Atmosphäre abgegeben wird. Die Nutzung bzw. Rückgewinnung dieser Wärme ist unumgänglich, wenn die Effizienz der gesamten Anlage gesteigert werden soll. [1]

In Abbildung 1.1 sind verschiedene Industriezweige in Europa (EU-27) bzw. ihre Produkte in Abhängigkeit der Prozesswärmen aus dem Jahre 2009 dargestellt.

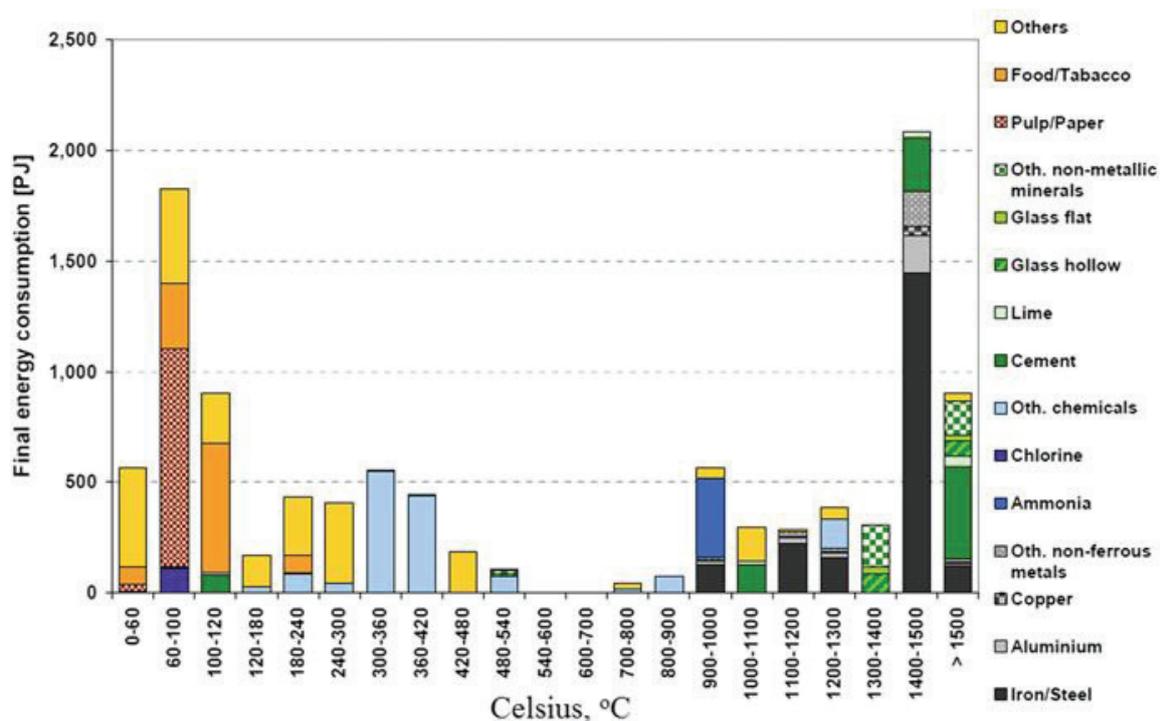


Abbildung 1.1: Wärmebedarf des Industriesektors (EU-27) aus 2009 [2]

Hierbei ist gut zu erkennen, dass einige Industriezweige wie die Lebensmittel-, Papier-, aber auch teilweise die chemische Industrie, Prozesswärmen mit niedrigerer Temperatur benötigen. Weiters werden in der Zement-, sowie in der Metallindustrie große Energiemengen mit hohem Temperaturniveau gebraucht. Für die Abschätzung der Abwärmenutzung müssen aber auch die zur Verfügung stehenden Wärmemengen (Verlustwärmen) bekannt sein, weshalb man Industrieprozesse nicht nur nach ihren Temperaturniveaus beurteilen kann. [2] Ein Beispiel dafür wäre die Zementindustrie, welche großes Potential zur Abwärmenutzung besitzt. Hier werden nämlich 40% der verfügbaren Wärme durch die Abgase (215 – 315°C) ausgestoßen, weswegen man diese Niedertemperaturniveaus vorrangig nutzt. Prinzipiell wird geschätzt, dass das Potential zur Stromerzeugung aus industrieller Abwärme 750 MWel in den USA, 500 MWel in Deutschland bzw. 3000 MWel in Europa (EU-12) beträgt. [3]

Obwohl Niedertemperaturwärme meist als Abwärme von Industrieprozessen vorliegt, kann sie auch direkt durch die Verwendung erneuerbarer Energien, wie z.B. Biomasse in Kraft-Wärme-Kopplungen (KWK), Solarenergie oder Geothermie, erzeugt werden. Problematisch ist es meistens einen internen Wärmeverbraucher zu finden, welcher mit diesen niedrigen Temperaturen auskommt. Eine alternative Lösung wäre die Verwendung von Wärmekraftmaschinen um die Niedertemperaturwärme in Elektrizität z.B. für den internen Gebrauch umzuwandeln. Hierfür werden oft Rankine- und Kalina-Prozesse verwendet. Die Effizienz der Umwandlung der Niedertemperaturwärme in Elektrizität (oder auch mechanische Arbeit) wird durch den 2.Hauptsatz der Thermodynamik nach oben hin limitiert. Der Kalina-Prozess kann eine höhere Effizienz als der Rankine-Prozess erreichen, da dieser ein hochkonzentriertes Ammoniak-Wasser Gemisch als Arbeitsmedium verwendet, welches an die fallende Temperatur der Wärmequelle angepasst werden kann. [1]

Die erste Applikation zur Stromerzeugung aus Niedertemperaturwärme (120°C) basierend auf dem Konzept des Kalina-Prozesses wurde in Japan entwickelt und installiert. Diese erzeugt eine Leistung von 3300 kWel, was eine Verbesserung des thermischen Bruttowirkungsgrades von 8,0% bzw. eine Exergierückgewinnung von 50,4% bedeutet. [1]

Weiters wurde 2006 ein ORC-Modul (Organic Rankine Cycle) zur Energierückgewinnung in ein Solarkraftwerk (1 MWel) in Arizona eingebaut. Dieses ORC-Modul verwendet n-Pentan als Arbeitsmedium und weist einen Wirkungsgrad von 20% auf. Durch diese zusätzliche Applikation ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad der kompletten Anlage von 12,1% beim Auslegungspunkt. [3]

Eine weitere Anwendung eines ORC-Prozesses ist u.a. in der Wärmerückgewinnung eines Verbrennungsmotors zu finden. Eine Entwicklung von Honda weist einen maximalen ORC-Prozesswirkungsgrad von 13% auf (bei einer Geschwindigkeit des Fahrzeuges von

100 km/h). Dies führt zu einem ORC-Leistungsertrag von 2,5 kW (bei 19,2 kW Motorleistung) und damit einer Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades des Motors von 28,9% auf 32,7%. [3]

Alleine diese drei Beispiele zeigen schon, dass Rankine-Prozesse (bzw. Kalina-Prozesse) in vielen verschiedenen Industriezweigen und Variationen zur Verstromung von Abwärme genutzt werden können. Darum ist auch nicht verwunderlich, dass der Markt für ORC-Module rasant wächst (Abbildung 1.2).

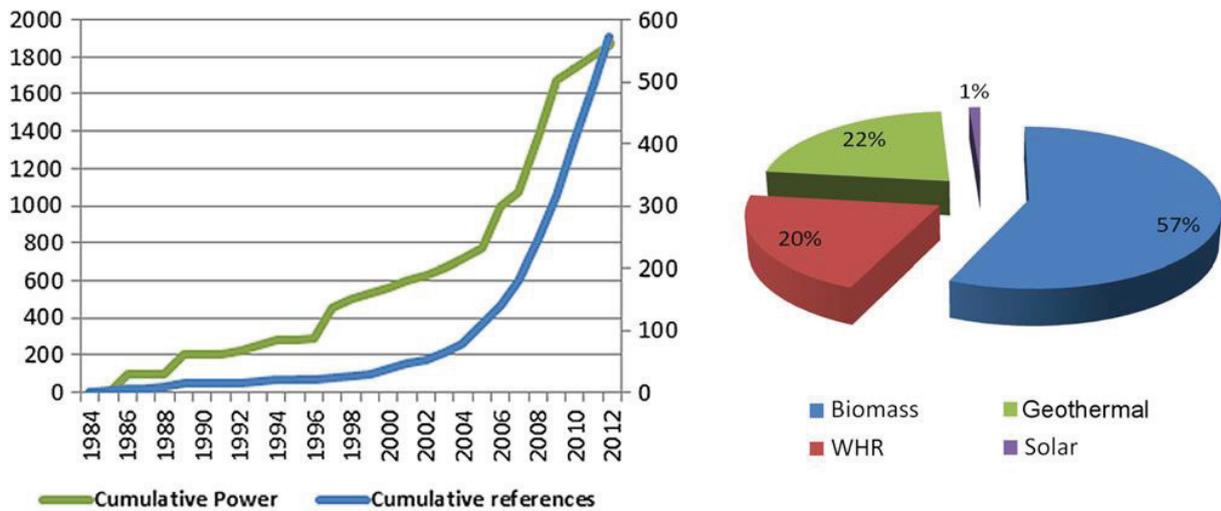


Abbildung 1.2: ORC-Marktentwicklung (links) bzw. relative anwendungsbezogene Aufteilung der installierten Module, bezogen auf deren Anwendung (rechts) [3]

Seit dem ersten kommerziellen Gebrauch von ORC-Modulen in den 1970er, ist der Markt sowohl bei der Anzahl der verkauften Module (blau), als auch im Bezug auf die installierte elektrische Leistung (grün) exponentiell gewachsen.

Die drei wichtigsten Hersteller von ORC-Anlagen sind Turboden (45% der installierten Anlagen weltweit, 8,6% der kumulierten Leistung), ORMAT (24% der installierten Anlagen, 86% der kumulierten Leistung) und Maxxtec (23% der installierten Anlagen, 3,4% der kumulierten Leistung). Aus diesen Marktdaten ist ersichtlich, dass sich die Erzeuger auf unterschiedliche Anlagengrößen spezialisiert haben. Turboden (Italien) bietet klein- bis mittelgroße Anlagen an (200 – 2000 kW), während ORMAT (US) hauptsächlich Großanlagen herstellt (200- 70.000 kW). [3]

Weiters ist in Abbildung 1.2 zu erkennen, dass der ORC-Prozess eine bewährte Technologie zur Energierückgewinnung in Biomasse-KWK Anlagen ist, wobei Geothermie und industrielle Abwärmenutzung (WHR) ebenfalls gängige Anwendungsgebiete darstellen. Einzig für Solarthermie ist die zusätzliche Installation eines ORC-Moduls unüblich. [3]

1.2.) Theoretische Beschreibung eines ORC-Prozesses

1.2.1.) Allgemein

Ein Dampfkraftprozess, besser gesagt ein Rankine-Prozess, ist einer der wichtigsten Möglichkeiten, thermische Energie in großem Ausmaß in elektrische Energie umzuwandeln. Als Arbeitsmedium wird dafür aus verschiedenen Gründen meist Wasser verwendet (hohe thermische / chemische Stabilität, guter Energieträger, billig und verfügbar, geringe Viskosität,...). Jedoch treten bei der Verwendung von Wasser als Arbeitsmittel einige Probleme auf (Überhitzung des Dampfes notwendig, um Kondensation während der Expansion zu vermeiden, mögliche Erosion der Turbinenblätter, Überdruck im Kondensator, komplexe und teure Turbinen). Darum wird Wasser hauptsächlich bei Hochtemperatur-Dampfkraftprozessen bzw. großen zentralen Anlagen eingesetzt. [4]

Für kleine bis mittelgroße Dampfkraftwerke können diese Nachteile durch Auswahl eines geeigneten Arbeitsmediums abgeschwächt werden. Organische Verbindungen, welche durch eine höhere Molekularmasse und eine geringere Siedetemperatur charakterisiert sind, werden in den bereits erwähnten ORC-Prozessen (Organic Rankine Cycle) eingesetzt. [4]

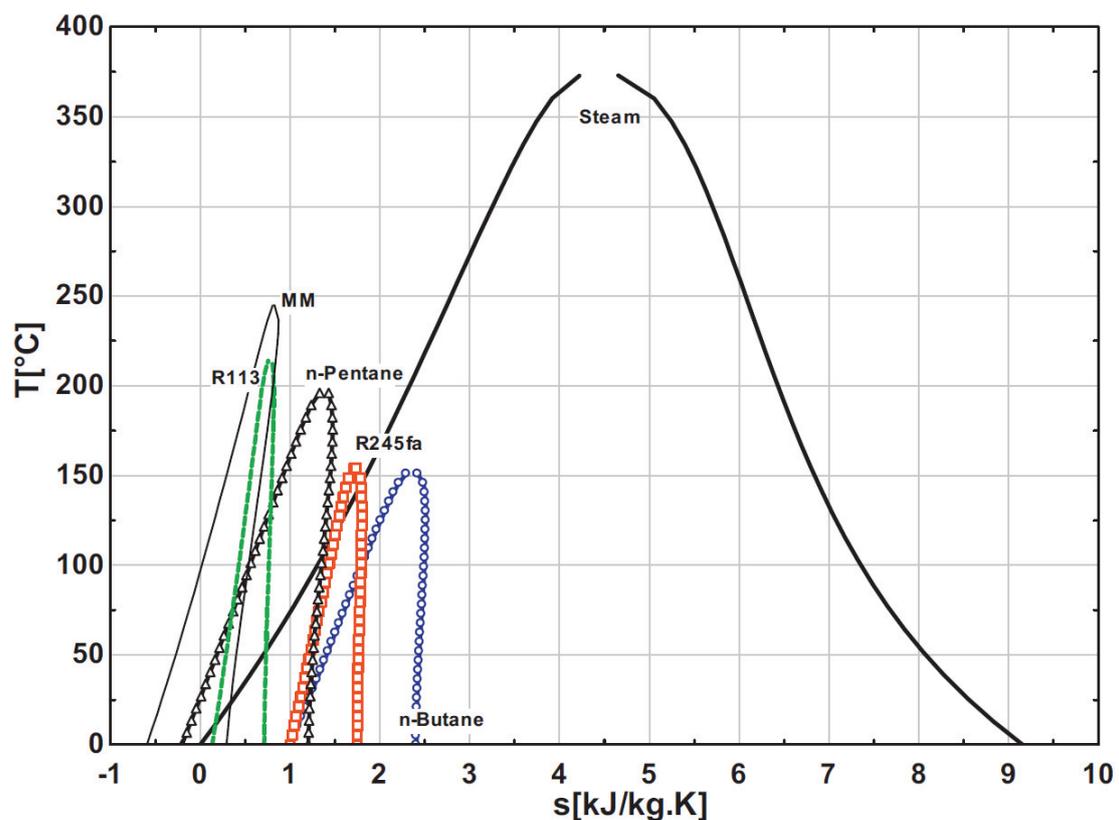


Abbildung 1.3: T-s Diagramm von Wasser und einigen organischen Fluiden [4]

Die folgenden Vorteile der organischen Verbindungen sind u.a. in Abbildung 1.3 erkennbar. Hier sind die Sättigungsdampflinien von Wasser und einige organische Arbeitsmedien eingetragen.

- *Beim ORC-Prozess findet die Verdampfung bei geringerem Druck und geringerer Temperatur statt (niederer Siedepunkt).*

Darum können verschiedene Niedertemperatur-Wärmequellen verwendet bzw. mit anderen thermodynamischen Prozessen kombiniert werden. [4]

- *Es wird weniger Wärme für den Verdampfungsprozess benötigt.*

Da die beiden Äste der Sättigungslinien (flüssig, dampfförmig) näher beieinander liegen, ist die zuzuführende latente Wärme bei organischen Fluiden um einiges geringer als z.B. bei Wasser und benötigen daher weniger Verdampfungswärme. Gleichzeitig passt sich das Temperaturprofil des Arbeitsmediums im Verdampfer besser an den Temperaturverlauf der Wärmequelle an, was zu einer Verringerung der Irreversibilität im Wärmeübergang und damit zu einer Verbesserung des Prozesswirkungsgrades führt. [5]

- *Der Expansionsprozess endet in der Dampfregion, wodurch die Überhitzung des Dampfes nicht mehr notwendig ist, weil damit Erosion an den Turbinenschaufeln automatisch verhindert wird.*

Dies ist durch das positive Gefälle ($ds/dT > 0$) der Satttdampflinie von organischen Flüssigkeiten gegeben, welches einen ORC-Prozess charakterisiert (siehe Abbildung 1.3). Arbeitsmedien mit positivem Gefälle werden auch als „trockene Flüssigkeiten“ (dry fluids) bezeichnet. Flüssigkeiten wie Wasser oder Ammoniak, welche auch „nasse Flüssigkeiten“ (wet fluids) genannt werden, sind durch ein negatives Gefälle ($ds/dT < 0$) der Satttdampflinie charakterisiert. Fluide ohne Gefälle ($ds/dT = 0$) werden als „isentropen Flüssigkeiten“ bezeichnet.

Ein zu großes positives Gefälle ist jedoch nicht optimal, da der entspannte Dampf nach der Turbine stark überhitzt wäre. Diese Überhitzung vergrößert die ungenutzte Abwärme, die im Kondensator abgegeben werden muss und führt damit zu einem geringeren Prozesswirkungsgrad. [5]

- *Die geringere Temperaturdifferenz zwischen Verdampfung und Kondensation führt ebenfalls zu einem geringeren Druckgefälle, weshalb eine Installation einer einstufigen Turbine möglich ist. [4]*

1.2.2.) Hauptkomponenten und diverse Konfigurationen

Grundsätzlich besitzt eine ORC-Anlage dieselben Hauptkomponenten wie ein gewöhnlicher Dampfkraftprozess: Pumpe (P), Verdampfer (VAP) + Vorwärmer (ECO), Turbine (T) und Kondensator (K). Neben der Wahl des Arbeitsfluids kann der ORC-Prozess durch eine passende Konfiguration der Prozesskomponenten auf die jeweiligen Anforderungen abgestimmt werden. In Abbildung 1.4 sind die wichtigsten Komponenten-Arrangements inkl. T-s Diagramm dargestellt.

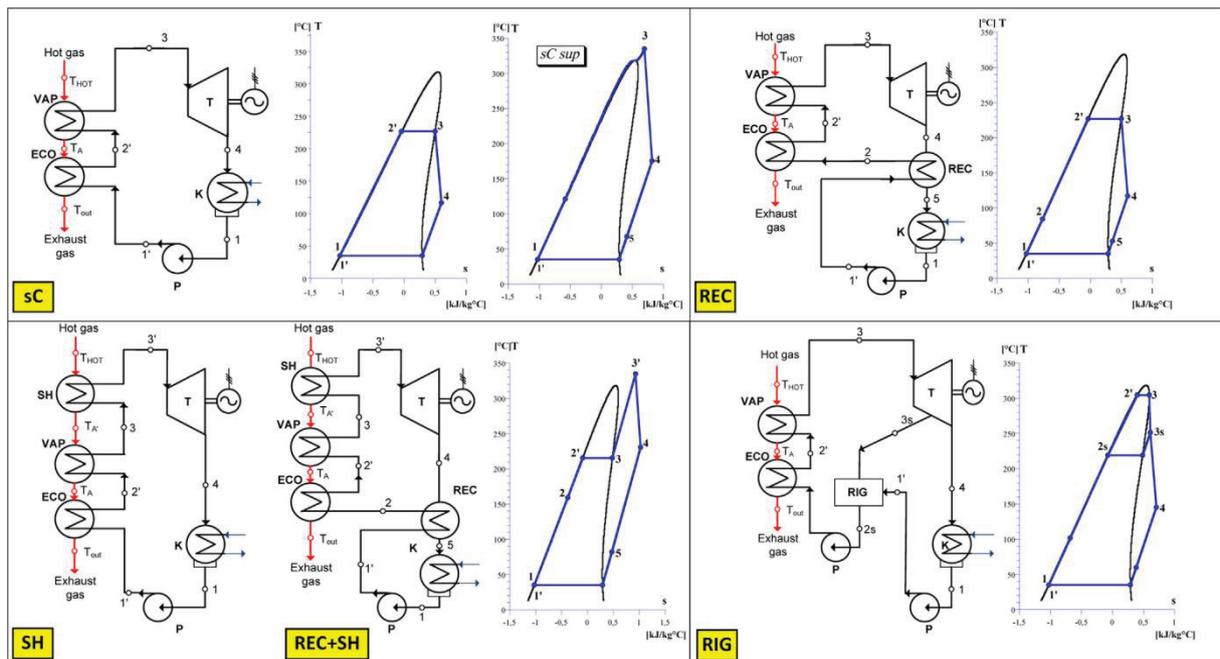


Abbildung 1.4: ORC Prozessvarianten [6]

Die einfachste Verschaltung der Hauptkomponenten stellt der Einfache Zyklus (sC) dar. Hier wird das Arbeitsmedium, nach der Druckerhöhung (P), durch das Heißgas vorgewärmt (ECO) und verdampft (VAP), jedoch nicht überhitzt. Der Dampf wird dann in der Turbine entspannt (T) und anschließend kondensiert (K). Der Prozess kann nicht nur unterkritisch, sondern auch überkritisch (*sC sup*) betrieben werden, abhängig vom möglichen Förderdruck der Pumpe. Der Vorteil einer überkritisch betriebenen Anlage liegt in der Verringerung der Wärmeübergangsverluste vom Heißgas auf das Arbeitsfluid (Temperaturprofile nähern sich besser an, was zu einer Reduktion der Verluste laut dem 2. Hauptsatzes der Thermodynamik führt).

Die Verringerung der zugeführten Wärme, und eine daraus resultierende Verbesserung des Prozesswirkungsgrades, kann durch die Verwendung eines Rekuperators (REC) erzielt werden. Hier wird die überschüssige Wärmeenergie des Dampfes nach dem Expander (T),

die sonst im Kondensator (K) „vernichtet“ werden würde, für die Erwärmung des Arbeitsfluids vor Eintritt in den Economizer (ECO) verwendet (REC).

Weiters besteht die Möglichkeit den Dampf zu überhitzen (SH). Dies hat zwar den Nachteil, dass mit steigender Überhitzung der Prozesswirkungsgrad sinkt. Jedoch kann mit dieser Maßnahme die produzierte spezifische Arbeit (bezogen auf den Arbeitsfluid-Massenstrom) erhöht werden. Um dem fallenden Wirkungsgrad entgegenzuwirken, kann ebenfalls ein Rekuperator verwendet werden (REC+SH).

Weiters kann ein regenerativer ORC-Prozess (RIG) verwirklicht werden. Hierfür wird die Turbine angezapft und dem Arbeitsmedium nach dem Kondensator (K) beigemengt, um es vor Eintritt in den Vorwärmer aufzuheizen. Für diese Konfiguration ist eine weitere Pumpe (P) zur Einstellung des Druckniveaus des Anzapfdampfes notwendig. [6]

1.2.3.) Thermodynamische Analyse des ORC-Prozesses

Die grundsätzliche Funktionsweise einer ORC-Anlage wurde bereits oben beschrieben. Nachfolgend werden die einzelnen Vorgänge eines einfachen ORC-Prozesses (Abbildung 1.5) auch von der thermodynamischen Seite beleuchtet. Dafür wurden folgende Annahmen getroffen: [7] [8]

- Jeder Einzelprozess des Zyklus wird als adiabate stationäre Zustandsänderung betrachtet
- Wärme- bzw. Reibungsverluste, sowie potentielle und kinetische Energien werden vernachlässigt

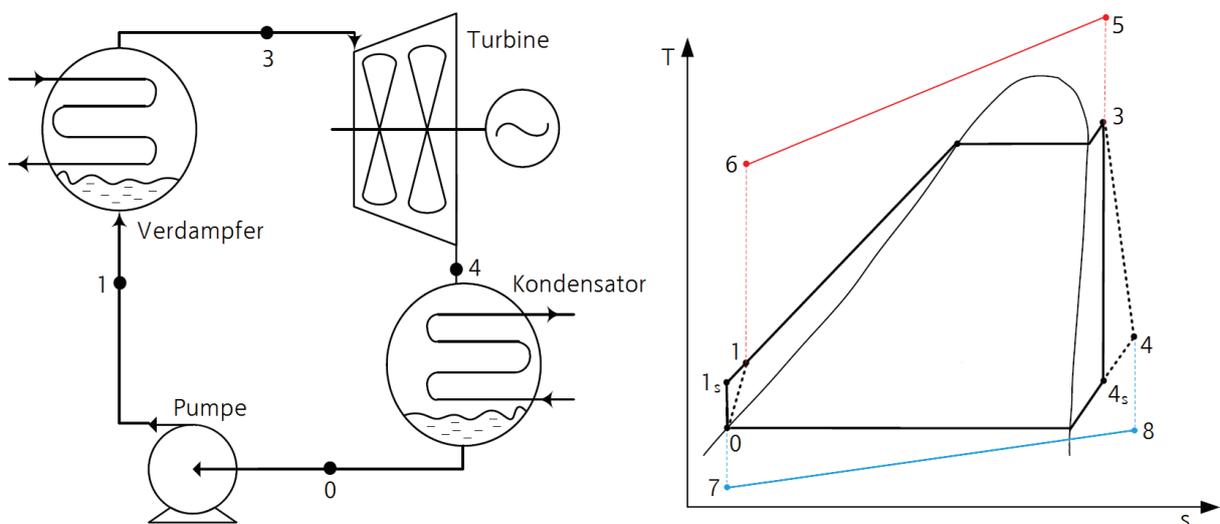


Abbildung 1.5: Schema und T-s Diagramm eines einfachen ORC Prozesses

- Zustandsänderung 0-1: Druckerhöhung in Pumpe

$$\dot{W}_{Pump} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_1 - h_0) = \dot{m}_{WF} \cdot (h_{1,s} - h_0) \cdot \frac{1}{\eta_{s,Pump}}$$

$$P_{Pump} = \frac{\dot{W}_{Pump}}{\eta_{Pump,mot}}$$

- Zustandsänderung 1-3: isobare Wärmezufuhr im Verdampfer (inkl. Vorwärmer)

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_3 - h_1) = \dot{m}_H \cdot (h_5 - h_6)$$

- Zustandsänderung 3-4: Expansion in Turbine

$$\dot{W}_{Turb} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{WF} \cdot (h_3 - h_{4,s}) \cdot \eta_{s,Turb}$$

$$P_{Turb} = \dot{W}_{Turb} \cdot \eta_{Turb,gen}$$

- Zustandsänderung 4-0: isobare Kondensation

$$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_4 - h_0) = \dot{m}_C \cdot (h_8 - h_7)$$

Mit diesen thermodynamischen Betrachtungen kann nun der thermische Wirkungsgrad η_{therm} sowie der Prozesswirkungsgrad η_{sys} definiert werden:

$$\eta_{therm} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{Verd}} = \frac{\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{Q}_{Verd}}$$

$$\eta_{sys} = \frac{P_{net}}{\dot{Q}_{Verd}} = \frac{P_{Turb} - P_{Pump}}{\dot{Q}_{Verd}}$$

1.2.4.) Übersicht einiger Arbeitsfluide

Die Wahl des Arbeitsmediums spielt eine wichtige Rolle bei der Auslegung eines ORC-Prozesses. Es bestimmt die Leistungsfähigkeit sowie die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Wichtige Charakteristika eines „guten“ Fluids sind u.a.: Sattdampfcurve mit positivem (oder keinem) Gefälle, moderate kritische Parameter (Druck, Temperatur), hohe Dichte, hohe spezifische Wärme, gute Wärmeübergangseigenschaften, hohe thermische / chemische Stabilität, nicht korrosiv / giftig / entflammbar, billig und verfügbar, usw. [4]

Es gibt etliche potentielle Arbeitsfluide für ORC-Prozesse mit unterschiedlichen chemischen und physikalischen Eigenschaften, um den Zyklus an die gewünschten Anforderungen anzupassen.

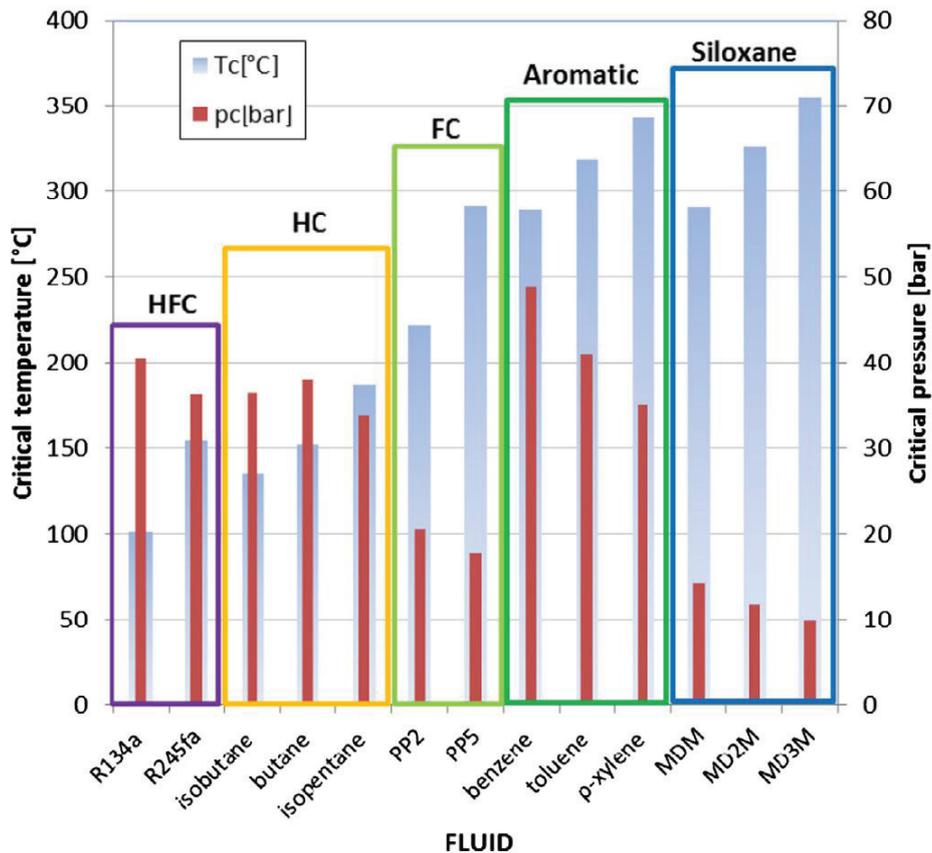


Abbildung 1.6: Kritische Temperatur bzw. Druck für verschiedene ORC Fluidgruppen [6]

In Abbildung 1.6 sind einige wichtige organische Fluide bzw. Fluidgruppen, sowohl für Nieder- als auch Hochtemperaturanwendungen, enthalten. Sie gehören zu den Familien der linearen (HC) und aromatischen (FC bzw. Aromatic) Kohlenwasserstoffen, der Siloxane und der Kältemittel (HFC). Weiters sind die kritischen Temperaturen und Drücke der einzelnen Fluide eingetragen, welche eine der wichtigsten Auswahlkriterien darstellen. [6]

Die kritische Temperatur T_c hat direkten Einfluss auf die Verdampfungstemperatur. Je höher diese, desto höher ist die Siedetemperatur des Fluids. Die Temperatur T_c wird durch die molekulare Komplexität beeinflusst, sie steigt mit zunehmender Komplexität an. Der Vorteil einer höheren Siedetemperatur bzw. Kondensationstemperatur liegt in der Verbesserung des Prozesswirkungsgrades. Eine höhere Molekularkomplexität führt jedoch zu einem geringeren kritischen Druck p_c , was sich in einem geringeren benötigten Kondensationsdruck widerspiegelt. So kommen u.a. Siloxane bei einer Wärmequelle mit hoher Temperatur (bis 400°C) bzw. meist unterkritisch zum Einsatz, während Kältemittel für niedrigere Temperaturen (ca. 100°C) verwendet werden. [5] [6]

2.) Darstellung der existierenden Anlage und der Fragestellung

2.1.) Anlagenbeschreibung des ORC-Moduls in Großarl

Im Jahre 2005 wurde der ORC-Turbogenerator vom Typ T600 in Großarl (Salzburg, Österreich) von der Firma Turboden s.r.l. installiert und in Betrieb genommen. Als Wärmequelle dient ein Thermalölkreislauf, der von einem Biomasse-Heizkraftwerk mit Wärmeenergie versorgt wird. Die Abwärme im Kondensator wird zur Erwärmung des Vorlaufes (Teilstrom) des lokalen Fernwärmenetzes verwendet. Die wichtigsten technischen Daten des Moduls sind in der nachfolgenden Tabelle zu finden.

Tabelle 2.1: Technische Kenndaten des Turbogenerators T600 [9]

Wärmequelle	Diathermisches Öl
Nenntemperatur des diathermischen Öls	Eintritt : 300 °C Austritt : 250 °C
Nenndurchsatz des diathermischen Öls (ca.)	30.4 kg/s
Wasser-Nenntemperatur	Eintritt : 60 °C Austritt : 80 °C
Wasser-Nenndurchsatz (ca.)	33.75 kg/s
Netto-Nennstromleistung	600 kW
Wärmeleistung Wasserkreislauf (ca.)	2800 kW

Die Hauptkomponenten des Turbogenerators sind im folgenden Betriebszyklus (Abbildung 2.1) schematisch dargestellt. Die genaue Anordnung der einzelnen Bauteile des ORC-Moduls ist im Anhang in Kapitel: A1.) *Anordnung der Hauptkomponenten des ORC-Moduls* zu finden.

Der Prozessablauf erfolgt im Prinzip wie im vorherig beschriebenen ORC-Zyklus mit Rekuperator (*REC*). Die Verdampfungsphase gliedert sich in Vorwärmung und der eigentlichen Verdampfung, welche über einen Thermoölkreislauf, gekoppelt an einen Biomassekessel, mit Wärmeenergie versorgt wird.

Der Dampf (meist leicht überhitzt bei 9 bar abs und 250°C) wird danach in eine Turbine geleitet und dort entspannt, um im gekoppelten Generator die abgegebene mechanische Energie in elektrische umzuwandeln. Die Turbinenwelle, genau genommen die Kugellager und die Gleitringdichtung, wird über ein Schmieröl reibungsarm betrieben und zusätzlich gekühlt. Diese Aufgabe erfüllt das Zentralschmiersystem. Es kühlt zusätzlich den Ölbehälter, dessen Öl zur Schmierung Umwälzpumpendichtung vorgesehen ist. Dies geschieht jedoch nicht direkt, sondern erfolgt über einen Wärmetauscher, um die verschiedenen Öle nicht zu vermischen.

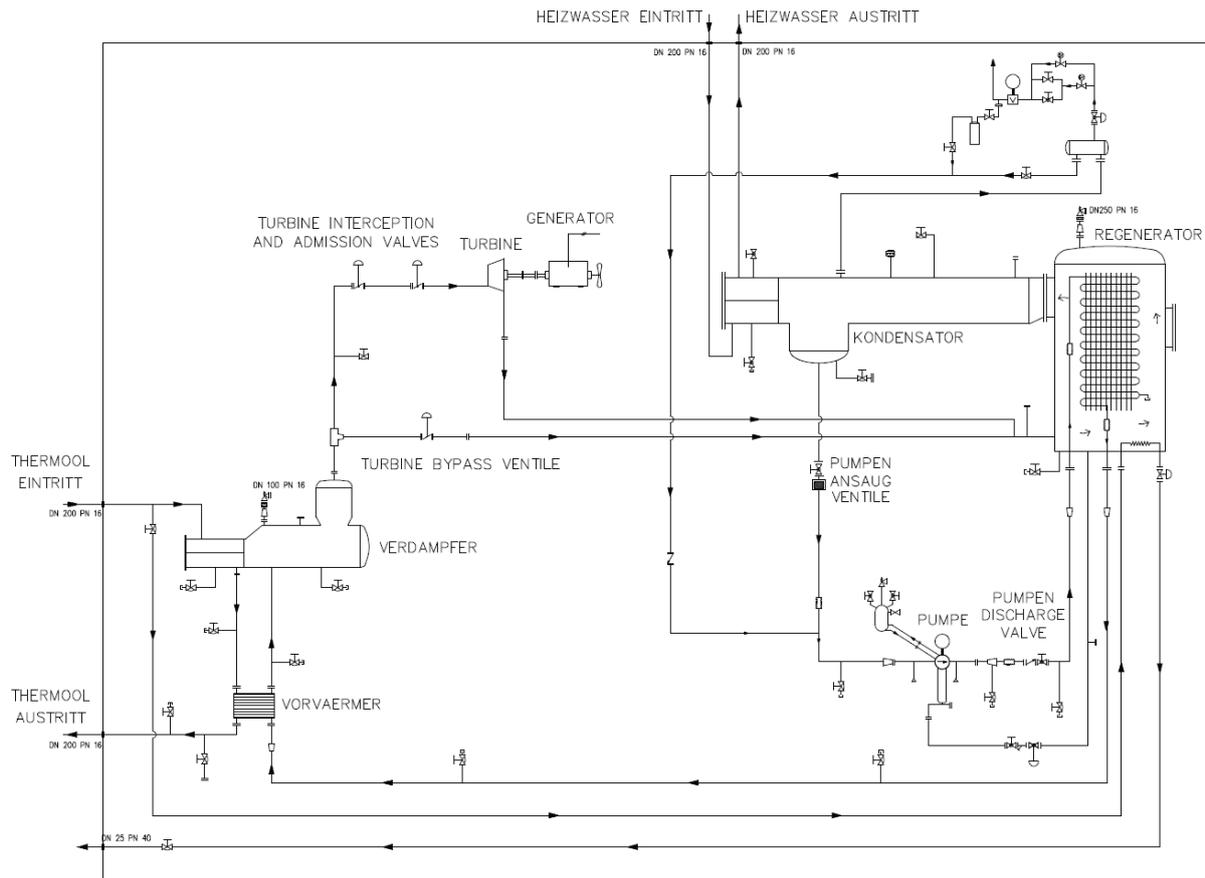


Abbildung 2.1: Darstellung des ORC Betriebszyklus [9]

Nach der Entspannung wird das noch dampfförmige Arbeitsmedium in den Regenerator (sic!, ist eigentlich ein Rekuperator) geleitet. Dieser kühlt das Arbeitsfluid ab, da es noch recht heiß aus der Turbine austritt (ca. 230°C bei 0,14 bar abs) und erhitzt mit dieser Wärmeenergie das in den Vorwärmer eintretende Arbeitsmedium. Um die Turbine z.B. beim Anfahren nicht mit Dampf zu beaufschlagen, kann das dampfförmige Medium auch über eine Bypass-Leitung entspannt und direkt in den Regenerator geleitet werden. Um das Anfahren der ORC-Anlage zu beschleunigen, wird der Regenerator über ein Kreissystem, gefüllt mit diathermischen Öl hoher Temperatur, zusätzlich erwärmt.

Anschließend wird der Niederdruck-Dampf im Kondensator verflüssigt, indem dieser mittels Wasser vom Rücklauf des Fernwärmenetzes gekühlt wird. Zusätzlich ist der Kondensator an ein Vakuumsystem gekoppelt, welches aus einer Vakuumpumpe, einem Abscheidebehälter und einer Ventilgruppe besteht. Es hat die Aufgabe, sowohl beim Anfahren als auch während des Betriebs, die möglicherweise enthaltene Luft im Verflüssiger zu entfernen (führt zu Druckanstieg im Kondensator und somit zur Verringerung der produzierten elektrischen Leistung).

Das kondensierte Arbeitsfluid wird in einem Schacht gesammelt und anschließend von der nachgeschalteten Pumpe in den Regenerator und dann in den Vorwärmer befördert. Während des Betriebs der Anlage bringt die Pumpe das Arbeitsmedium auf ein Druckniveau von ca. 9 bar abs, wobei vor der Pumpe (Kondensator) nahezu Vakuum vorliegt (ca. 0,14 bar abs). Bei Stillstand herrscht in der gesamten Anlage nahezu Vakuum vor. Die Umwälzpumpe wird zwar meist redundant ausgeführt, jedoch ist im ORC-Modul in Großarl nur eine Pumpe installiert (Siemens 1LG6-280-6AA, 45kW). Neben der Ölkühlung für die Pumpendichtung durch das Zentralschmiersystem (wie oben beschrieben), ist auch ein System zur Dichtheitsüberwachung installiert, welches Leckagen bei undichten Flanschverbindungen detektiert. [9]

Als Arbeitsfluid im ORC-Kreislauf wird in Großarl das Silikonöl Octamethyltrisiloxan (MDM) eingesetzt. Es gehört zur Gruppe der linearen Siloxane und zeichnet sich u.a. durch einen hohen Schmelzpunkt, hohe thermische Stabilität bzw. geringe Toxizität und Entflammbarkeit aus. In der abgekürzten Schreibweise des Silikonöls steht das M für die monofunktionale Endgruppe: $((CH_3)_3SiO_{1/2})$ und das D für die periodisch auftretende bifunktionale Zwischengruppe: $((CH_3)_2SiO)$. [10]

Während des normalen Betriebs des ORC-Turbogenerators werden einige Betriebsparameter erfasst und abgespeichert (mitgeloggt), um den Betriebsverlauf zu jedem Zeitpunkt darstellen zu können. Weiters können diese Parameter direkt am Überwachungs-PC angezeigt werden. Ein Teil der historischen Daten wurde für diese Diplomarbeit zur Berechnung verschiedener Größen verwendet.

Die Auflistung aller abgespeicherten Betriebsparameter sowie deren Eintragung in das ORC-Schema sind im Anhang in folgenden Kapiteln zu finden:

A2.) Auflistung der erfassten Betriebsparameter im ORC-Turbogenerator T600 bzw.:

A3.) R&I Schema eines Turbogenerators T600

2.2.) Funktionsweise des gesamten Heizkraftwerks

Das ORC-Modul im Heizkraftwerk Großarl produziert, neben der elektrischen Leistung, auch Wärmeenergie für das Fernwärmenetz. Die exakte Verschaltung ist im Anhang im Kapitel:

A4.) Schema des Heizkraftwerkes Großarl inkl. Einbindung des ORC-Moduls zu finden.

Der ORC-Turbogenerator bezieht seine Verdampfungswärme über einen Thermoölkreislauf, welcher der Thermoölkessel (2850 kW) des Biomassekessels Kohlbach liefert. Bevor das Thermische Öl im Kessel erhitzt wird, passiert es den Rauchgas gespeisten Economizer (350 kW) zur Vorwärmung. Die beim ORC-Prozess entstehende Kondensationswärme wird verwendet, um einen Teilstrom des Fernwärme-Rücklaufs zu erwärmen. Das Modul wird dabei auf konstante Vorlauftemperatur des Heißwassers geregelt. Das bedeutet, dass die Kondensatorleistung die treibende Kraft im Prozess darstellt und nicht die produzierte elektrische Leistung. Für den Fall, dass das ORC-Modul nicht in Betrieb ist bzw. eine Störung vorliegt, ist ein Sicherheitswärmetauscher (3200 kW) installiert, um stattdessen die vorhandene Wärmeenergie aus dem Thermoöl-Kreislauf abzuführen. Zusätzlich ist in den Wasser-Vorlauf- / Rücklaufleitungen des ORC Stranges ein Betriebswärmetauscher eingebunden, um bei einem abgeschalteten ORC-Modul das Wasser gegebenenfalls aufzuheizen. Der Vorlauf des ORC Stranges wird ebenfalls vom Biomassekessel Kohlbach, sowie vom nachgeschalteten Wasser-Economizer (280 kW) aufgewärmt und mündet schlussendlich im Pufferspeicher. Dieser ist als Schichtspeicher (ca. 48 m³) ausgeführt und bündelt alle Vor- und Rückläufe, um abschließend das Wasser mit ca. 90°C Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz einzuspeisen. Die Rücklauftemperatur beträgt dabei ca. 60°C.

Bevor das Rauchgas des Biomassekessel bzw. des Thermoölkessel an die Umgebung abgegeben wird, passiert es noch eine Rauchgaskondensations-Einheit. Diese ist ebenfalls ans Fernwärmenetz gekoppelt, um den Rücklauf des Wassers vor dem Eintritt in den Pufferspeicher vorzuwärmen. Ein weiterer Wärmetauscher kühlt das Rauchgas noch weiter ab, und heizt damit die Lagerhalle des Heizkraftwerks Großarl.

Der Schichtspeicher wird nicht nur vom ORC-Strang mit Warmwasser beliefert. Hauptsächlich bezieht der Speicher sein Warmwasser von den beiden Biomassekesseln I / II (1450 kW / 3450 kW) sowie vom Ölkessel (4750kW).

Das Warmwasser aus dem Pufferspeicher wird, neben der Einspeisung ins Fernwärmenetz, auch zum Beheizen der Biomasse-Trockenkammern im Heizwerk verwendet. Die drei Kammern der Nordcharge werden unmittelbar vom Schichtspeicher mit Heizwasser versorgt. In dieser Zuleitung ist noch ein Tischkühler (über einen Wärmetauscher) eingebunden, der bei zu geringem Wärmebedarf der Trocknungskammern die Wärme aus dem System an die Umgebung abgibt. Die Trocknungskammer Süd wird nicht über den Speicher, sondern direkt von den Fernwärmenetzleitungen gespeist.

2.3.) Fragestellung

Wie bereits erwähnt wurde im Zuge dieser Diplomarbeit ein Simulationstool mit MATLAB / Simscape entwickelt, welches das Betriebsverhalten bestehender ORC-Anlagen auf Mängel bzw. Diskrepanzen prüft. Dieses Berechnungs-Tool wurde im Auftrag der Firma *VOIGT+WIPP Industrial Research* im Rahmen des Forschungsprojekts *bioEPCS* (Biomass Energy Performance Control System) erstellt. Ziel dieses Projektes ist die Erarbeitung eines intelligenten, modellprädiktiven Regelungskonzepts für biomassegefeuerte Fernwärmenetze, um durch bessere Effizienz bzw. stabilere Kessellast die Emissionen und den Primärenergieeinsatz zu senken.

Beim Kreieren des Simulationsmodells sollte das Hauptaugenmerk einerseits auf die Abhängigkeiten der verschiedenen Betriebsparameter gelegt werden, um diverse Beziehungen in den Simulationsblöcken zu hinterlegen und damit die Anzahl der Eingabeparameter reduzieren zu können. Andererseits sollten verschiedenste Störfälle der Anlage erkannt und deren Ursache identifiziert werden, um das Diagnosemodul erstellen zu können. In erster Linie sollte das Simulationsmodell an den bestehenden ORC-Turbogenerator T600 angepasst werden, welcher von der Firma Turboden s.r.l gebaut wurde. Dafür wurden monatliche Anlagenmessdaten vom Mai, August, Dezember aus 2005, Jänner, März aus 2006 bzw. April, Juni, August, November aus 2013 verwendet, welche *VOIGT+WIPP* zur Verfügung stellte.

Trotzdem war eine einfache Modelladaption für ORC-Module anderer Baugröße bzw. Bauart ein weiteres wichtiges Entwicklungskriterium. Konkret ist damit gemeint, dass dieses Berechnungs-Tool bzw. deren hinterlegte Abhängigkeiten in einfacher Weise auch an andere ORC-Module und verschiedene Arbeitsmedien angepasst werden kann.

3.) Modellbildung

3.1.) Einführung in MATLAB / Simscape

Das Simscape Softwarepaket besteht grundsätzlich aus einer Reihe von Blockbibliotheken und speziellen Simulationskomponenten für das Erstellen eines physikalischen Simulationsmodells in der Simulink (MATLAB) Umgebung. Durch diese Eigenschaft physikalische Komponenten (wie z.B. Pumpe, Rohr mit Wärmeübergang, hydraulischer Zylinder, usw.) zu verwenden bzw. zu erzeugen, die miteinander über ihre diversen bidirektionalen Anschlüsse interagieren, können reale Prozesse nachgebildet und simuliert werden. In diesem Punkt unterscheidet es sich klar von Simulink, wo ausschließlich mathematische Operationen bzw. mathematische Modelle generiert werden können. Trotzdem ist es möglich Simscape Blöcke über geeignete Anschlüsse mit Simulink Komponenten zu verknüpfen und somit die Vorteile beider Systeme zu nutzen. [11]

Um eine physikalische Komponente mittels eines Blockes beschreiben zu können, verwendet Simscape neben den bidirektionalen Anschlüssen sowohl Flussvariablen (Trough Variables), als auch Potentialvariablen (Across Variables) zur Informationsweitergabe:

Trough Variables: beschreiben einen Fluss, können über ein in Serie geschaltetes Messgerät ermittelt werden (z.B. Massenstrom)

Across Variables: beschreiben eine Potentialdifferenz, können über ein parallel geschaltetes Messgerät ermittelt werden (z.B. Druck, Temperatur)

Das Produkt aus Fluss- und Potentialvariabel ergibt die Leistung in der passenden Einheit, entsprechend der verwendeten Variablen. Jede Variable ist neben ihrer Größe zusätzlich durch ihr Vorzeichen charakterisiert. Damit kann ihre Richtung für die physikalischen Anschlüsse angegeben werden. [11]

Grundsätzlich gibt es zwei unterschiedliche Typen physikalischer Anschlüsse:

Physikalische Systemerhaltungs-Anschlüsse (conserving ports): □

Sind bidirektionale Anschlüsse, welche eine physikalische Verbindung repräsentieren (z.B. hydraulisch, mechanisch). Dadurch werden die physikalischen Variablen eines Blockes einem anderen zugeordnet. Sie können nur mit gleichartigen Anschlüssen (derselben Domain) verbunden werden. Weiters dürfen zwei direkt verbundene Anschlüsse immer nur denselben Wert der transportierten Potentialvariabel besitzen, da das System sonst überbestimmt wäre. [11]

Physikalische Signal-Anschlüsse (signal ports): Δ

Sind einseitig gerichtete Anschlüsse, welche einfache einheitenbehaftete Signale eines Blockes zur Berechnung innerhalb des Modells transportieren (z.B. einfache Input Größen). Diese erhöhen, im Vergleich zu Simulink Verbindungen, die Berechnungsgeschwindigkeit des Simulationsmodells und können negative Einflüsse durch algebraische Schleifen verhindern. Über diese Anschlüsse können unter Verwendung eines geeigneten Signalumwandlers die Simscape Blöcke mit Simulink Bauteilen verknüpft werden. [11]

Neben dem Gebrauch von Blöcken aus bestehenden Bibliotheken (z.B. Hydraulic, Thermal Liquid, usw.), können nicht nur eigene Bauteile kreiert, sondern auch komplett neue physikalischen Domänen mit ihren eigenen Potential- und Flussvariablen erstellt werden. Dadurch wird das Modellieren verschiedenster physikalischer Systeme einfacher und intuitiver bzw. können die Komponenten an die jeweiligen Bedürfnisse des Simulationsmodells angepasst werden.

Ein Simscape File (.ssc) ist ein bestimmter Dateityp in der MATLAB Umgebung. Es enthält bestimmte Konstrukte (z.B. Variables, Function, Equations, usw.) der Simscape Programmiersprache (Pseudocode), die in MATLAB nicht existieren, wobei es trotzdem die grundlegende MATLAB Programmier-Syntax beinhaltet. Weiters müssen Simscape Komponenten, bzw. deren Files, in einem Ordnerverzeichnis gespeichert sein, welches mit einem + beginnt (Bsp.: Pfad/+MyPackage/MyComponent.ssc). Der Compiler erkennt dann diese Ordnerstrukturen und erstellt einen Simscape Block mit der zugehörigen Bibliothek bzw. führt die Berechnungen der Blöcke bei der Simulation des Modells aus. Durch die Eingabe des Befehls: `ssc_build package` inkl. Namen des Ordnerverzeichnisses (package), wird die Simscape Bibliothek mit allen enthaltenen Komponenten erstellt.

Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Modelltypen: einerseits die *Domain*, welche die grundlegenden Potential- und Flussvariablen enthält, die an den physikalischen Systemerhaltungs-Anschlüssen weitergegeben werden. Andererseits gibt es einfache *Komponenten*, die auf den Domain-Variablen basieren und damit Berechnungen durchführen können. [12]

Normalerweise ist kein geeigneter Compiler auf einem Standard PC vorhanden bzw. in MATLAB (verwendete Version R2013b) enthalten und muss daher nachträglich eingerichtet werden. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde die Entwicklungsumgebung *Microsoft Visual Studio Professional 2012* installiert, welche einen geeigneten Compiler enthält.

3.2.) Beschreibung der Blöcke

Um den ORC-Prozess in der Simscape Umgebung nachbilden zu können, werden einige Komponenten benötigt, die in den Standardbibliotheken nicht enthalten sind (z.B. Verdampfer, Kondensator). Weiters war es nicht möglich, ihre Funktionsweise durch Kombination verschiedener Standardblöcke adäquat nachzubilden. Darum wurden alle verwendeten Simulationsblöcke inklusive einer eigenen Domain neu erstellt, welche nachfolgend erläutert werden. Diese Komponenten sind in der Bibliotheksdatei `PumpTurbineProcess_lib.slx` zu finden bzw. deren Simscape Files sind gesammelt im Ordner `+PumpTurbineProcess` gespeichert.

Weiters wurden zur Eingabereduktion diverse Parameterkorrelationen bestimmt und daraus Regressionskurven bzw. -flächen entwickelt, die ebenfalls in diesem Kapitel beschrieben werden. Mangels schlechter und ungenügender Messdaten musste in manchen Fällen auf suboptimale Regressionen zurückgegriffen werden. Eine Liste empfohlener zusätzlicher Messstellen ist in Kapitel 6.) *Ausblick: Weiterentwicklungsmöglichkeiten* zu finden.

3.2.1.) Domain

Beschreibung und Funktionsweise

Am Beginn wurde zuerst überlegt, ob es evtl. möglich wäre, eine bereits existierende Domain als Basis für die Simulationsblöcke zu benutzen. In Frage gekommen wäre dafür die Domain `Thermal Liquid`, welche teilweise die Beschreibung von thermodynamischen Vorgängen unterstützt. Das Hauptproblem dieser Domain ist jedoch, dass es keine Phasenumwandlungsvorgänge berechnen kann, da keine Enthalpien hinterlegt sind. Die Energie bzw. die Leistung wird hier nämlich ausschließlich über die spezifische Wärmekapazität berechnet, was für das ORC-Modell nicht ausreicht.

Die erstellte Domain (`process_domain.ssc`) ist grundsätzlich an die Funktionsweise der `Thermal Liquid`-Domain angelehnt. Die über jeden Anschluss transportierten Variablen sind einerseits die Potentialvariablen Temperatur T [K] sowie der Druck p [MPa]. Andererseits ist lediglich eine Flussvariable Massenstrom \dot{m} [kg/s] definiert. Diese Vordefinierung der Einheiten in der Domain ist nicht zwingend für alle Blöcke gleich. So kann man direkt im Block unterschiedliche Einheiten vorgeben, wobei die nötige Umrechnung automatisch von

Simscape vorgenommen wird (z.B. bar anstelle von MPa). Einzige Ausnahme stellen die affinen Einheiten (affine units) dar. Hier muss die Domain-Einheit genutzt werden, da Simscape nicht in der Lage ist, die Umrechnung selbstständig durchzuführen (z.B. °C kann nicht anstelle von K genutzt werden).

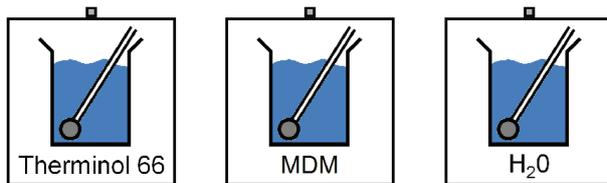
Weiters sind in der Domain verschiedene Berechnungsgrößen hinterlegt, auf die jeder Block global zugreifen kann. Diese Größen sind spezifische Enthalpie h [J/kg], spezifische Entropie s [J/(kg·K)], Dichte ρ [kg/m³], Siedetemperatur T_s [K] für den ORC-Hauptkreislauf (Silikonöl) sowie die Größen des Wärmezufuhrkreislaufes (Thermoöl), die spezifische Wärmekapazität $cp_{TÖl}$ [J/(kg·K)] und die Dichte $\rho_{TÖl}$ [kg/m³]. Sie alle sind für einen bestimmten Anwendungsbereich berechnet, und in den zugehörigen Matrizen diskret abgespeichert worden. Diese Information kann dann in den jeweiligen Blöcken über den Befehl `tablelookup()` durch zusätzliche Angabe der Abhängigkeiten, aufgerufen werden, welche wären: $h = f(T, p)$, $s = f(T, p)$, $\rho = f(T, p)$, $T_s = f(p)$ sowie $cp_{TÖl} = f(T)$, $\rho_{TÖl} = f(T)$. Um die Information rekursiv zu verwenden (z.B. aus Enthalpie und Druck die Temperatur zu bestimmen), stehen in der Domain zusätzlich Matrizen mit Daten aus Umkehrfunktionen zur Verfügung, nämlich: $T = f(h, p)$ und $T = f(s, p)$. Da diese Daten diskret abgespeichert sind, werden die Zwischenpunkte linear interpoliert.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Grundsätzlich ist die Menge der Berechnungsgrößen bzw. Stoffwerte einerseits durch den Anwendungsbereich begrenzt, andererseits durch die Feinheit der Diskretisierung. Die Größe der definierten Matrizen in der Domain müssen dementsprechend angepasst werden. Falls man diese ändert, muss die Bibliothek neu kompiliert werden, um die Änderungen wirksam zu machen. Es ist aber darauf zu achten, dass zuerst die Domain kompiliert wird (vor dem Neuaufbau einer der Blöcke), da Simscape beim Erstellen eines Blockes andere Matrizengrößen erwartet, als dann tatsächlich in der Domain vorhanden sind und den Kompiliervorgang abbricht. Dieses Problem tritt so gut wie immer auf, weil der Compiler den Bibliotheksordner von oben nach unten durchläuft und das Domain-File in der Ordnerstruktur meist zum Schluss vorkommt. Abhilfe kann dadurch geschaffen werden, indem alle Subordner der Bibliothek (+elements, +sensors, +sources, +utilities) zuerst ausgeschnitten werden, um die Domain separat zu kompilieren. Anschließend fügt man die Ordner wieder ein und kompiliert ein zweites Mal, damit auch die Böcke in den Subordnern erzeugt werden.

Ein weiteres Problem mit der Größe der Matrizen ist, dass bei der Verwendung mehrerer Stoffe im Modell (wie hier Thermoöl, Silikonöl und Wasser) meist verschiedene Anwendungsbereiche für diese gelten und somit unterschiedliche Matrizengrößen erforderlich sind. Da in der Domain aber nur eine Matrize pro Parametersatz definiert werden kann, muss diese für einen bestimmten Stoff mit der größten Anzahl von Daten ausgelegt werden. Die Matrizen der anderen Medien müssen darum mit Nullen aufgefüllt werden, um dieselbe Größe, wie in der Domain angegeben, zu erreichen.

3.2.2.) Stoffgrößen



Beschreibung und Funktionsweise

Es wurden drei verschiedene Stoffdaten-Blöcke für die Simulation erstellt. Einmal für das Silikonöl MDM (*Fluid_Settings_MDM.ssc*), was dem Arbeitsmedium des in Großarl stehenden ORC-Turbogenerators entspricht. Weiters wurden noch die Stoffdaten von Wasser / Dampf lt. IAPWS-IF97 (*Fluid_Settings_WaterSteam.ssc*) und dem Thermoöl Therminol 66 (*Fluid_Settings_Therminol66.ssc*) implementiert. Die Daten von Wasser / Dampf und von MDM wurden von der *Hochschule Zittau/Görlitz (Fachgebiet Technische Thermodynamik)* in Form zweier MATLAB Bibliotheken erworben [13] [14]. Die Stoffgrößen des Therminol 66 bzw. deren Berechnungsformeln wurden dem entsprechenden Datenblatt des Lieferanten *FRAGOL GmbH+Co. KG* entnommen, welches online zur Verfügung steht. [15]

Die Stoffdaten der einzelnen Medien werden über die entsprechenden Formeln berechnet (*get_FP_Stoffname.m*), welche anschließend in einem MAT-File gespeichert werden (*saved_get_FP_Stoffname.mat*). Die Berechnungsformeln werden in der jeweiligen Literatur genauer erläutert [13] [14] [15]. Dieses MAT-File kann der jeweilige Stoffdatenblock einlesen und alle Berechnungsgrößen am physikalischen Anschluss zur Verfügung stellen. Da die Einheiten der Stoffgrößen meist nicht mit denen der Domain konform sind, werden sie hier an die Domain angepasst bzw. umgerechnet.

Anschlüsse

CONSERVING PORTS: ▪ Knoten F, der an einer beliebigen Stelle an einem Prozessstrang angeknüpft werden kann, um die jeweiligen Stoffdaten bereitzustellen.
Achtung: es dürfen nicht zwei Stoffdatenblöcke an einem gemeinsamen Strang gehängt werden (überbestimmt)!

Programmiertechnische Erkenntnisse

Eine der wichtigsten Erkenntnisse gilt nicht nur für die Blöcke der Stoffgrößen, sondern auch für alle Berechnungsblöcke, die in einem bestehenden Simscape Modell verwendet werden. Es hat sich gezeigt, dass das bestehende ORC-Modell, nach mehrfachem Neukompilieren der Bibliothek, nicht mehr korrekt rechnet bzw. sogar in manchen Fällen die Berechnung abbricht. Das kann zwei Gründe haben:

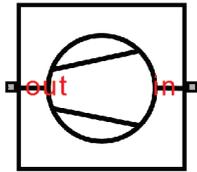
Die Blöcke werden nach dem Neuaufbau im Modell automatisch aktualisiert. Jedoch treten bei diesem Vorgang gewisse Fehler im Hintergrund auf, sodass nicht auf den aktuellen Programmiercode eines veränderten Blockes zugegriffen wird. Darum sollten nach jedem Kompilervorgang jene Blöcke mit geändertem Code im Simscape Modell gelöscht, und wieder neu aus der Bibliothek eingefügt werden! Komponenten, deren Code nicht verändert wurde, müssen nicht ausgetauscht werden.

Die zweite Ursache für fehlerhafte Berechnungen kann eine unvollständige Überschreibung der Subroutine-Files (`.mexw64`, `.pmdlg`, `.md5` Files) sein. Diese werden bei jedem Kompilervorgang erstellt und in den jeweiligen `sscprj` Ordnern für jeden Block gespeichert bzw. die vorhandenen Dateien überschrieben. Dabei können aber Fehler auftreten und die Simulation des Modells kann dadurch nicht mehr richtig ausgeführt werden. Abhilfe kann man schaffen, indem alle `sscprj` Ordner regelmäßig gelöscht werden (ca. alle 5 Kompilervorgänge), um die Subroutine-Files zur Neuerstellung zu zwingen und mehrmaliges Überschreiben der Dateien zu verhindern!

Wie in der Beschreibung erklärt, werden die diskreten Stoffdaten separat in einem MAT-File abgespeichert und von diesem aus eingelesen. Dies hat den großen Vorteil, dass dadurch die Daten von den Berechnungsformeln entkoppelt werden. Dies steigert die Simulationsgeschwindigkeit erheblich, da die Formeln sehr rechenintensiv sind.

In jedem Stoffdatenblock müssen eins zu eins dieselben Matrizen (mit derselben Größe) wie in der Domain vorhanden sein. Da in der Domain sowohl für den Hauptkreislauf, als auch für den Wärmezufuhrkreislauf, Stoffmatrizen implementiert wurden, muss dies auch für alle Stoffblöcke passieren, auch wenn manche Matrizen eigentlich nicht benötigt werden. Ebenso muss bei der Übergabe der Stoffinformationen an den Knoten (blockintern) die gesamte Information der Matrizen weitergeleitet werden, da sonst eine Fehlermeldung beim Kompilieren ausgegeben wird („Matrix existiert nicht!“). So kommt es, dass z.B. in der Fluid Settings Komponente von MDM auch Stoffmatrizen des Thermoöls vorhanden sind und an den Knoten übergeben werden. Da dieser Block jedoch keinerlei Stoffinformationen des Thermoöls enthält, sind diese Matrizen lediglich mit Nullen aufgefüllt.

3.2.3.) Pumpe



Beschreibung und Funktionsweise

Das Modell einer Pumpe wurde mit der Komponente `Pumpe_V4.ssc` realisiert. Der Berechnungsschwerpunkt dieses Blockes liegt in der Kalkulation der Ausgangstemperatur T_1 , sowie der benötigten elektrischen Leistung $P_{el,Pump}$. Die Informationen über die vorherrschenden Druckniveaus vor und nach der Pumpe p_0 ($= p_{4R0}$) bzw. p_1 werden an den Eingangs- und Ausgangsknoten benötigt und stellen in diesem Block keine Eingabeparameter dar. Zuerst wird über die eingehenden Größen Temperatur T_0 , Druck p_0 und mittels an den Knoten anliegenden Stoffdaten, die Enthalpie h_0 und Entropie s_0 des Eingangsstromes bestimmt. Weiters kann damit die isentrope Ausgangstemperatur $T_{1s} = f(s_0, p_1)$ und somit die isentrope Ausgangsenthalpie $h_{1s} = f(T_{1s}, p_1)$ ermittelt werden.

$$h_1 = \frac{1}{\eta_{s,Pump}} \cdot (h_{1,s} - h_0) + h_0$$

Über die obige Beziehung des isentropen Wirkungsgrades $\eta_{s,Pump}$ kann danach die tatsächliche Ausgangsenthalpie h_1 und damit auch die Ausgangstemperatur $T_1 = f(h_1, p_1)$ berechnet werden. Anschließend wird mittels des mechanischen Wirkungsgrades $\eta_{m,Pump}$ die benötigte elektrische Leistung der Pumpe $P_{el,Pump}$ bestimmt.

$$P_{el,Pump} = \frac{1}{\eta_{m,Pump}} \cdot \dot{m}_{WF} \cdot (h_1 - h_0)$$

Der Massenstrom des Arbeitsmediums \dot{m}_{WF} muss ebenfalls am Eingang vorliegen.

Parameter im Eingabefenster

Der Pumpenblock besitzt drei Parameter im Eingabefenster: den isentropen Wirkungsgrad $\eta_{s,Pump}$, den mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{m,Pump}$ sowie die Pumpendrehzahl n_{Pump} . Die beiden Wirkungsgradgrößen sind einheitenlos implementiert, d.h. der Eingabewert bewegt sich zwischen 0 und 1. Der Wert des mechanischen Wirkungsgrades kann durch die Eingabe des Wertes (-1000) auch automatisch berechnet werden. Dafür muss zusätzlich die Pumpendrehzahl vorgegeben werden. Falls man $\eta_{m,Pump}$ nicht nach der im Block hinterlegten

Regressionskurve (siehe Abbildung 3.1) berechnet, wird die Eingabe der Drehzahl nicht weiter berücksichtigt.

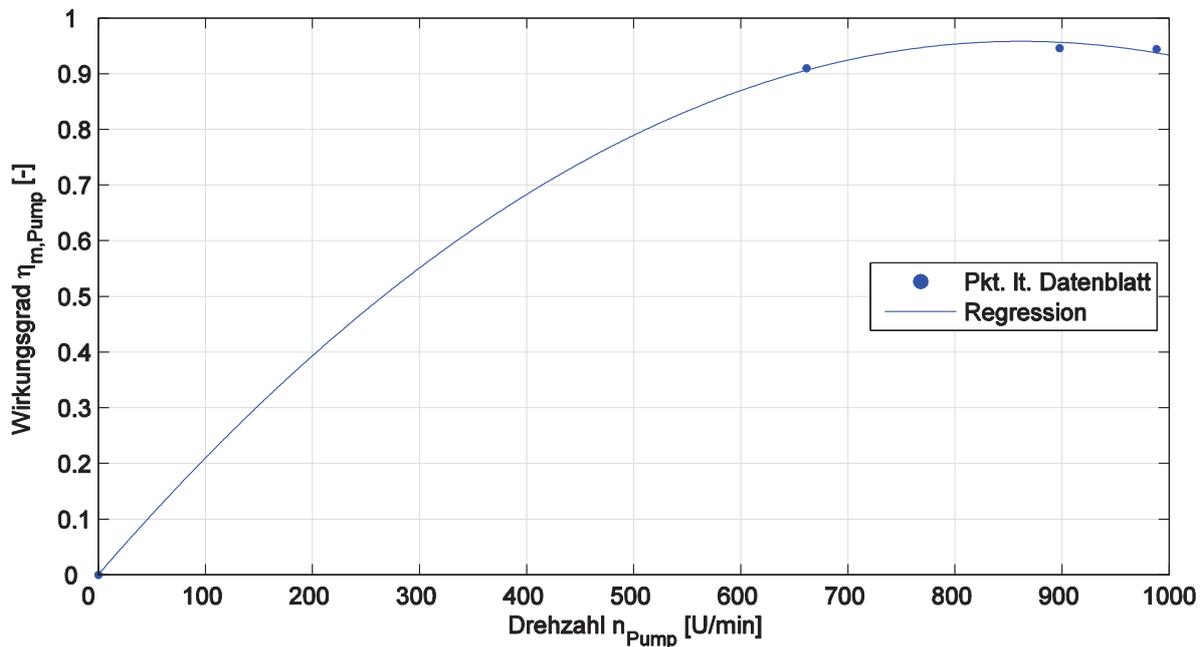


Abbildung 3.1: Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe in Abhängigkeit der Drehzahl

Für die Bestimmung der obig dargestellten Beziehung wurden Werte für den Wirkungsgrad des Pumpenmotors jeweils bei Volllast bzw. $\frac{3}{4}$ Last aus dem entsprechenden Datenblatt (Siemens 1LG6-280-6AA, 45kW) entnommen. [16]

Zusätzlich wurde noch ein Nullpunkt und ein weiterer Punkt eingeführt, um die Tendenz des Verlaufes richtig darstellen zu können. Da sich diese Werte auf Lastgrößen beziehen, jedoch lediglich Pumpendrehzahlen als Input vorhanden sind, wurden die Lastgrößen entsprechend dem folgenden Ähnlichkeitsgesetz umgerechnet. [17]

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Mit diesen Daten konnte dann mithilfe der MATLAB App Curve Fitting Tool eine Regressionsbeziehung ermittelt werden, welche inkl. Koeffizienten im Anhang unter dem Kapitel: B1.) *Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden ist.

Es wurde ebenfalls versucht, den isentropen Wirkungsgrad wie für den Turbinenblock zu bestimmen, also mit den Ein- und Ausgangsmessgrößen der Pumpe für Druck und Temperatur. Da aber nach der Pumpe kein Temperaturmessfühler installiert ist, war die Berechnung leider nicht möglich. Für die derzeitige Simulation wird ein konstanter Wert von 0,8 für $\eta_{s,\text{Pump}}$ verwendet.

Anschlüsse

- CONSERVING PORTS:*
- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T , Druck p und Massenstrom \dot{m} anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.
 - Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten muss der Druck p vorliegen. Ausgegeben wird die Temperatur T nach der Pumpe.

Programmiertechnische Erkenntnisse

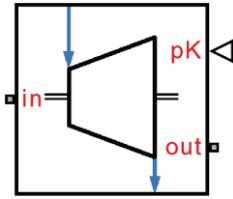
Normalerweise wäre es üblich, in einer Pumpenkomponente sowohl die Druckerhöhung, als auch den Massenstrom des Arbeitsfluids vorzugeben bzw. berechnen zu lassen. Dies wurde jedoch in diesem Simscape Block aus mehreren Gründen nicht so vorgesehen. Die beiden Druckniveaus, also mehr oder weniger der Verdampfer- und Kondensatordruck, werden nämlich im Verdampfer und Kondensator berechnet bzw. vorgegeben, da deren Abhängigkeiten schon als Information in den jeweiligen Komponenten vorliegen. Dadurch wird ihre Block-Programmierung erleichtert.

Der Massenstrom konnte als Input im Pumpenblock leider nicht implementiert werden, da die Vorgabe einer Flussvariabel nur in einem separaten Simscape Block möglich war. Darum wird der Massenstrom in der Komponente `m_source_ORC.ssc` vorgegeben, wodurch sich mittels der Kombination beider Blöcke ein realitätsnahes Pumpenmodell erschaffen ließ.

Da die Enthalpien der diversen Fluide diskret vorliegen und damit bei der Siedetemperatur T_S bzw. dem Siededruck p_S ein Enthalpiesprung existiert, ist in der Nähe solcher Betriebspunkte äußerste Vorsicht geboten. Weil diese Daten über den Simscape Befehl `tablelookup()` aufgerufen werden, welcher den exakten Wert zwischen zwei diskreten Betriebspunkten linear interpoliert, muss sichergestellt sein, dass nicht über diesen Enthalpiesprung ein Zwischenwert errechnet wird. Darum wird der am Knoten eingehende Druck für die interne Berechnung auf den nächstgrößeren diskreten Druckwert aufgerundet, um am Pumpeneingang die flüssige Phase des Arbeitsmediums zu garantieren (der Temperaturwert wird schon sicherheitshalber abgerundet vom Kondensator übergeben).

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponente und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.4.) Turbine



Beschreibung und Funktionsweise

Im Simscape Block `Turbine_4.ssc` wurde ein Berechnungsmodell einer Turbine verwirklicht. Es kalkuliert die Austrittstemperatur T_4 des Arbeitsmediums aus der Turbine, sowie die erzeugte elektrische Leistung $P_{el,Turb}$ im nachgeschalteten Generator. Für die Berechnung wird, neben den Ein- und Ausgangsdruck p_3 bzw. p_4 , auch der Massenstrom \dot{m}_{WF} benötigt. Zu Anfang wird die Eingangsenthalpie h_3 und -entropie s_3 in Abhängigkeit von p_3 ($= p_{23}$) und T_3 für das verwendete Arbeitsfluid bestimmt. Damit kann die isentrope Ausgangstemperatur $T_{4s} = f(s_3, p_4)$ und somit die isentrope Ausgangsenthalpie $h_{4s} = f(T_{4s}, p_4)$ ermittelt werden.

$$h_4 = h_3 - \eta_{s,Turb} \cdot (h_3 - h_{4,s})$$

Über den isentropen Wirkungsgrad $\eta_{s,Turb}$ (siehe oben) kann die vorherrschende Ausgangsenthalpie h_4 aus der Turbine ermittelt werden, woraus man schlussendlich die tatsächliche Turbinenaustrittstemperatur T_4 bestimmt. Zu guter Letzt wird die elektrische Generatorleistung durch Verwendung des Gesamtwirkungsgrades $\eta_{ges,Turb}$, sowie des Massenstromes \dot{m}_{WF} berechnet.

$$P_{el,Turb} = \eta_{ges,Turb} \cdot \dot{m}_{WF} \cdot (h_3 - h_4)$$

Parameter im Eingabefenster

Im Eingabefenster des Turbinenblockes werden zwei Parameter als Input gefordert. Einmal der isentropen Wirkungsgrad $\eta_{s,Turb}$ bzw. der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges,Turb}$ der Turbine (inkl. Generator). Diese müssen einheitenlos eingegeben werden, haben also einen positiven Wert zwischen 0 und 1. Bei einem jeweiligen Input von (-1000) werden die beiden Wirkungsgrade automatisch im Simscape Block nach hinterlegten Formeln berechnet. Diese Berechnungsformeln wurden aus den Regressionen der Wirkungsgrade bestimmt.

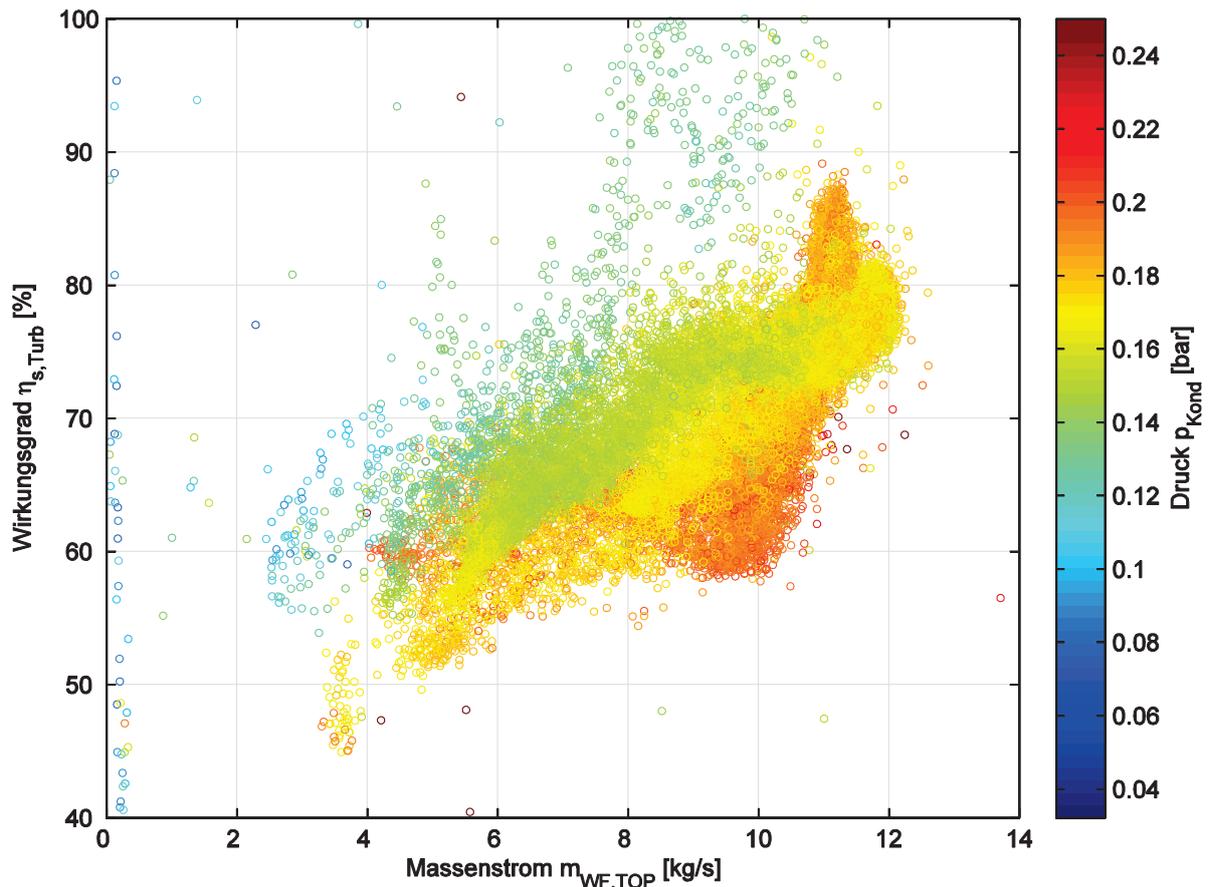


Abbildung 3.2: Isentroper Wirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2005/06

Aus obigen Diagramm ist ersichtlich, dass $\eta_{s,Turb}$ sowohl vom Arbeitsfluidmassenstroms, als auch vom Kondensatordruck abhängig ist: $\eta_{s,Turb} = f(\dot{m}_{WF}, p_{Kond})$. Der klassische Kurvenverlauf des Wirkungsgrades, bei dem sich ein Maximum ausbildet, ist zwar nicht direkt zu erkennen. Jedoch stimmt die Tendenz, dass der isentrope Wirkungsgrad (bis zu einem gewissen Grad) mit steigendem Durchfluss ebenfalls zunimmt. Ein niedriger Kondensatordruck begünstigt ebenfalls den Wert des Wirkungsgrades.

Da aus mehreren Gründen nur Messdaten aus dem Jahr 2013 zur Wirkungsgradberechnung verwendet wurden, ist die vorherige Abbildung nur zur qualitativen Bestimmung der Abhängigkeiten von $\eta_{s,Turb}$ zu verwenden. Auf die Motive der Datenauswahl wird in den folgenden Kapiteln näher eingegangen. Die tatsächlich angewendete Beziehung ist im Diagramm (Abbildung 3.3) auf der nächsten Seite deutlich gemacht worden. Daraus ist wiederum die Grundtendenz steigender Wirkungsgrad mit zunehmendem Massenstrom zu erkennen. Der positive Einfluss eines niedrigen Drucks im Kondensator kann dagegen nicht klar identifiziert werden. Problematisch kann einerseits die Verwendung einer berechneten Größe ($\dot{m}_{WF, TOP}$), andererseits das Fehlen von Temperatur- und Druckmessstellen direkt vor

und nach der Turbine sein. Eine spezielle Ursache dafür konnte leider nicht gefunden werden. Deshalb ist es anzuraten, diverse Messdaten aus anderen Jahren bzw. Monaten einzubeziehen, in dem die Anlage störungsfrei betrieben wurde.

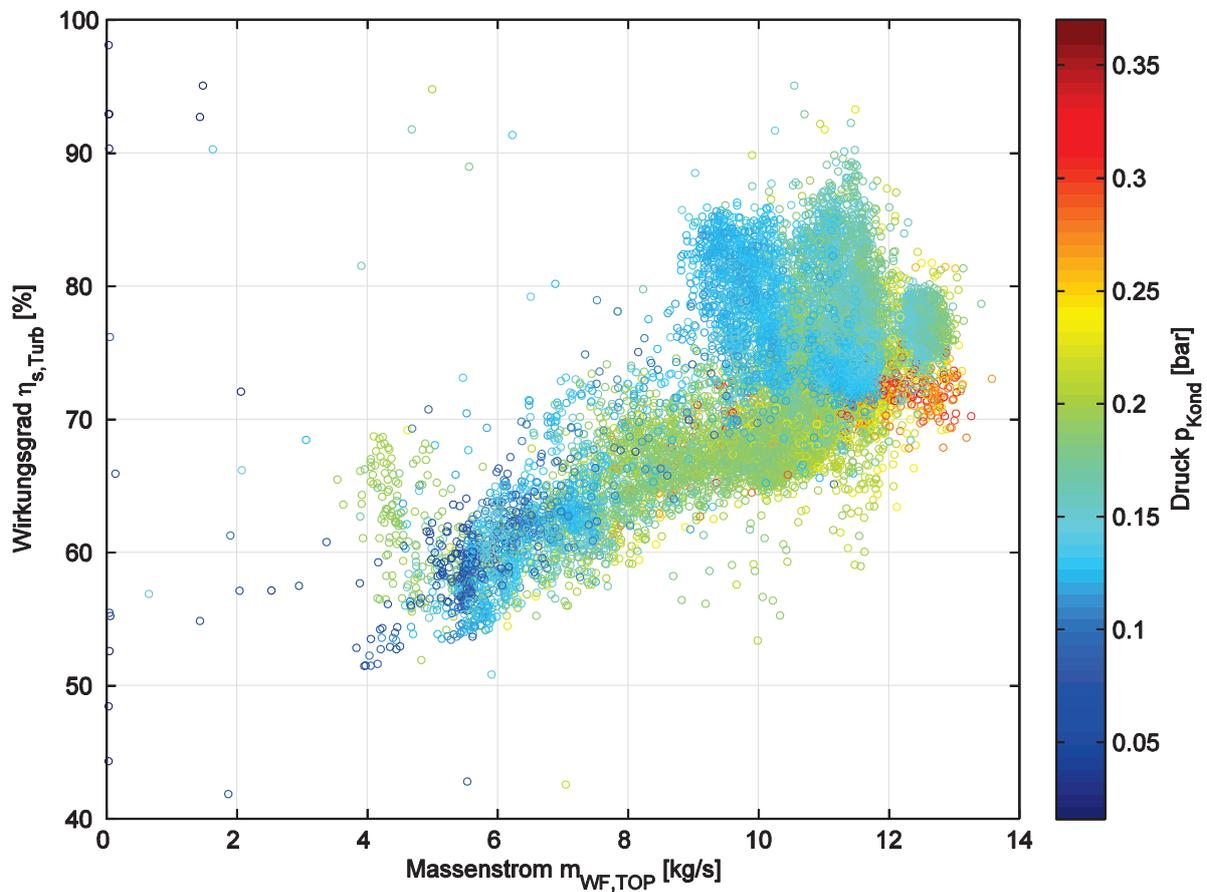


Abbildung 3.3: Isentroper Wirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2013

Auf den Berechnungsvorgang für den isentropen Wirkungsgrad der Turbine wird im folgenden Absatz näher eingegangen. Die exakte Bestimmung des Massenstromes $\dot{m}_{WF, TOP}$ ist im Kapitel 3.2.9.) *Massenstrom-Quellenmodul für den ORC-Kreislauf* in der Erklärung der Eingabeparameter beschrieben.

Der isentrope Wirkungsgrad wurde mittels der zur Verfügung gestellten monatlichen Messdaten aus 2013 des ORC-Turbogenerators kalkuliert, welche wären: der Verdampferdruck CPT104, der Kondensatordruck CPT105, sowie die Turbinen Ein- und Ausgangstemperatur TT106 bzw. TT110. Damit konnten die spezifische Enthalpie $h_{in, Turb} = f(CPT104, TT106)$ bzw. die spezifische Entropie $s_{in, Turb} = f(CPT104, TT106)$ am Eintritt bestimmt werden. Am Austritt wurde neben der vorherrschenden Enthalpie $h_{out, Turb} = f(CPT105, TT110)$ auch die isentrope Ausgangsenthalpie $h_{s, out, Turb} = f(s_{in, Turb}, CPT105)$

berechnet. Mit diesen Größen konnte man den isentropen Wirkungsgrad, abhängig von den ORC Messdaten, ermitteln.

$$\eta_{s,Turb} = \frac{h_{in,Turb} - h_{out,Turb}}{h_{in,Turb} - h_{s,out,Turb}}$$

Die Werte des isentropen Turbinenwirkungsgrades bzw. die der zugehörigen Abhängigkeiten $\dot{m}_{WF, TOP}$ und p_{Verd} wurden anschließend in das Curve Fitting Tool eingelesen, um damit eine passende Regressionsfläche zu den Datenpunkten zu erstellen. Die exakten Formeln, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: B1.) *Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden.

Bei der Bestimmung der Abhängigkeiten des Gesamtwirkungsgrades der Turbine ergab sich ein ähnliches Problem. Dieser lässt sich grundsätzlich wieder durch die Abhängigkeit $\eta_{ges,Turb} = f(\dot{m}_{WF}, p_{Kond})$ qualitativ passabel beschreiben. Ein Grund warum die Daten aus 2005/06 nicht verwendbar sind, ist ebenfalls in Abbildung 3.4 zu erkennen, nämlich die theoretisch ausgeschlossene Überschreitung der 100% Marke für den Gesamtwirkungsgrad.

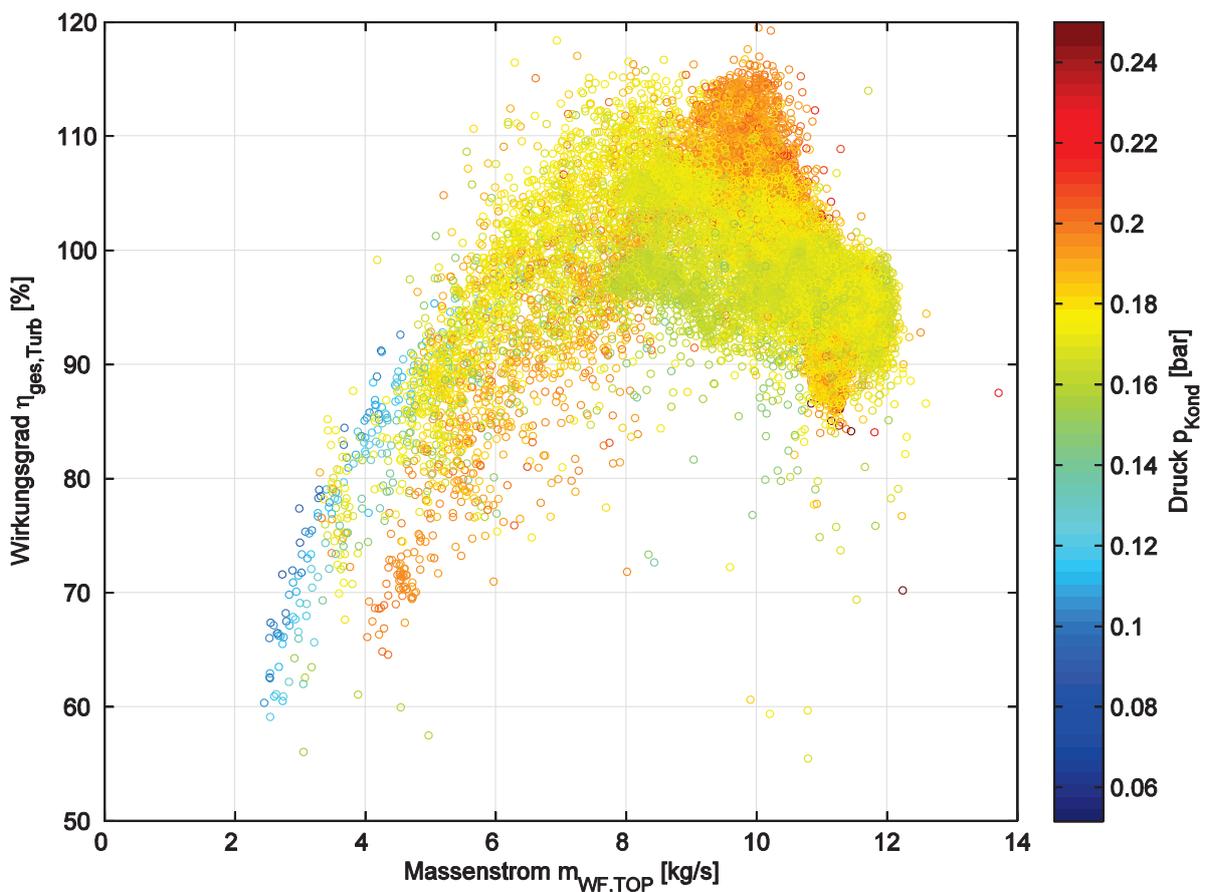


Abbildung 3.4: Gesamtwirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2005/06

Leider waren die Daten aus 2013 für diese Betrachtungen minderwertig, weshalb keine eindeutige Tendenz ermittelbar war. Deshalb wurde der hinterlegte Wirkungsgrad, neben dem Fluidmassenstrom, nicht vom Kondensatordruck, sondern vom Druck im Verdampfer abhängig gemacht (Abbildung 3.5). Der Zusammenhang $\eta_{ges,Turb} = f(\dot{m}_{WF}, p_{Verd})$ ist zwar nicht optimal, da Verdampferdruck und Massenstrom in enger Beziehung stehen. Trotzdem konnte eine brauchbare Regression gebildet werden.

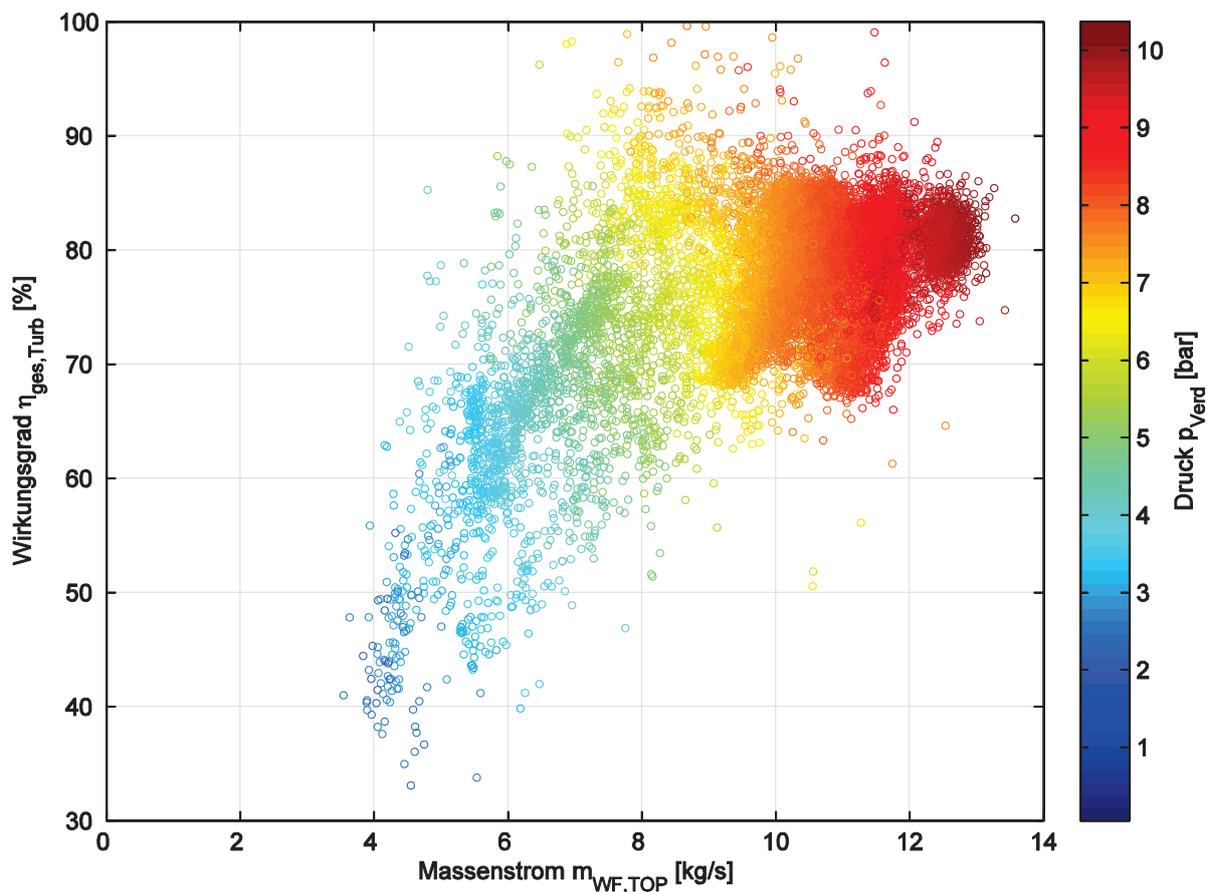


Abbildung 3.5: Gesamtwirkungsgrad der Turbine abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Verdampferdruck, Daten aus 2013

Es ist jedoch zu empfehlen, diese Beziehung einerseits durch Verwendung anderer bzw. neu gemessener Daten und andererseits in Abhängigkeit des Kondensatordrucks erneut zu ermitteln.

Der Gesamtwirkungsgrad der Turbine $\eta_{ges,Turb}$ wurde, wie erwähnt, über dieselben Messdaten aus 2013 für den Ein- und Austritt kalkuliert, welche für den isentropen Wirkungsgrad verwendet wurden.

$$\eta_{ges,Turb} = \frac{GEN_POT_ATT_KW}{\dot{m}_{WF, TOP} \cdot (h_{in,Turb} - h_{out,Turb})}$$

Zusätzlich wurde für die Bestimmung von $\eta_{\text{ges,Turb}}$ die Messgrößen der elektrischen Turbinenleistung GEN_POT_ATT_KW , sowie der Massenstrom des Arbeitsfluids \dot{m}_{WF} benötigt. Mittels dem Curve Fitting Tool konnte wieder eine passende Regressionsfläche bzw. eine Formel zur Beschreibung der Datenwolke erstellt werden, welche im Anhang zu finden ist.

Anschlüsse

CONSERVING PORTS:

- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T , Druck p und Massenstrom \dot{m} anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.

- Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten muss der Druck p vorliegen. Ausgegeben wird die Turbinenausgangstemperatur T .

SIGNAL PORTS:

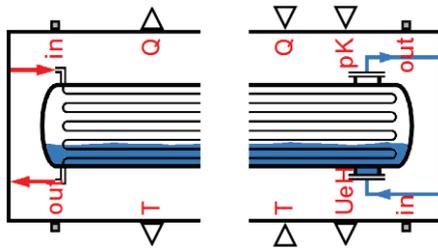
- Knoten **pK**, stellt einen Eingang für den Kondensatordruck dar. Dieser wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des isentropen Turbinenwirkungsgrades benötigt.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Um sicherzustellen, dass das Medium am Eingangsknoten dampfförmig ist, wird der entsprechende Druck auf den nächstkleineren diskreten Wert abgerundet, damit bei der Bestimmung der Enthalpie nicht zwischen Werten der Flüssig- bzw. Dampfphase interpoliert wird. Für das Silikonöl MDM beträgt die Schrittweite des Druckes 0,1 bar.

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponente und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.5.) Verdampfer



Beschreibung und Funktionsweise

Das Simscape Modell des Verdampfers setzt sich aus der Kombination zweier Blöcke, dem primärseitigen Block `Evaporator_cf_primCP4.ssc` und dem sekundärseitigen Block `Evaporator_cf_secH4.ssc`, zusammen. Das hat den einfachen Grund, dass im Verdampfer zwei verschiedene Fluide (Thermoöl und Silikonöl) mathematisch beschrieben werden, Simscape aber nur einen Stoff pro Block verarbeiten kann. Grundsätzlich wird in diesem Blockverbund die Verdampferaustrittstemperatur T_3 , sowie die Verdampferleistung $\dot{Q}_{Verd,Söl}$ (silikonölseitig) kalkuliert. Zusätzlich kann über den primärseitigen Druckverlust, der Ausgangsdruck $p_{2,Töl}$ errechnet werden:

$$p_{2,Töl} = p_{1,Töl} - dp_{Verd,prim}$$

Zwar wird die Wärmeleistung auch thermoölseitig berechnet und an den Sekundärblock übergeben. Sie dient jedoch lediglich als Vergleichswert, um Messfehler bzw. eine Leckage im Wärmetauscher zu detektieren. Die Berechnung der primären Wärmeleistung $\dot{Q}_{Verd,Töl}$ benötigt die Ein- und Austrittstemperatur des Thermoöls $T_{1,Töl}$ bzw. $T_{2,Töl}$, den Durchfluss $\dot{m}_{Töl}$ sowie Stoffinformationen in Form der spezifischen Wärmekapazität. Diese wird über die gemittelte Temperatur des Thermoöls bestimmt: $cp_{mid,Töl} = f((T_{1,Töl} + T_{2,Töl})/2)$. Damit kalkuliert man dann die primäre Wärmeleistung:

$$\dot{Q}_{Verd,Töl} = \dot{m}_{Töl} \cdot cp_{mid,Töl} \cdot (T_{1,Töl} - T_{2,Töl})$$

Sekundärseitig kann mittels der Eingabe der Überhitzung $\Delta T_{ÜH}$ über die Stoffparameter die Austrittstemperatur T_3 bestimmt werden. Durch Verwendung des Verdampferdrucks p_{23} , welcher in dieser Modellbetrachtung als konstant angenommen wurde, berechnet man sowohl die Eingangs- als auch Ausgangsenthalpien h_2 bzw. h_3 .

$$\dot{Q}_{Verd,Söl} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_3 - h_2)$$

Unter Verwendung des am Eingangsknoten anliegenden Massenstromes \dot{m}_{WF} bzw. der Eingangstemperatur T_2 kann, laut der obigen mathematischen Beziehung, die silikonölseitige Verdampferleistung kalkuliert werden.

Parameter im Eingabefenster

Im Primärblock des Verdampfers gibt es einen Eingabeparameter, welcher für den thermoölseitigen Druckverlust steht. Dieser ist jedoch in diesem Modell nur bedingt relevant, da die Stoffwerte des Therminol 66 druckunabhängig ($p = 1 \text{ bar} = \text{konst.}$) hinterlegt sind.

Im Sekundärblock, welcher den Hauptblock darstellt, werden die Überhitzung des Dampfes $\Delta T_{\text{ÜH}}$ sowie der im Verdampfer vorherrschende Druck p_{23} vorgegeben. Falls man für den Verdampferdruck einen Wert von (-1000 bar) eingibt, wird dieser im Simscape Block automatisch nach der hinterlegten Formelbeziehung berechnet, welche aus einer Regressionsfläche der folgenden Datenpunkte entwickelt wurde (siehe Abbildung 3.6).

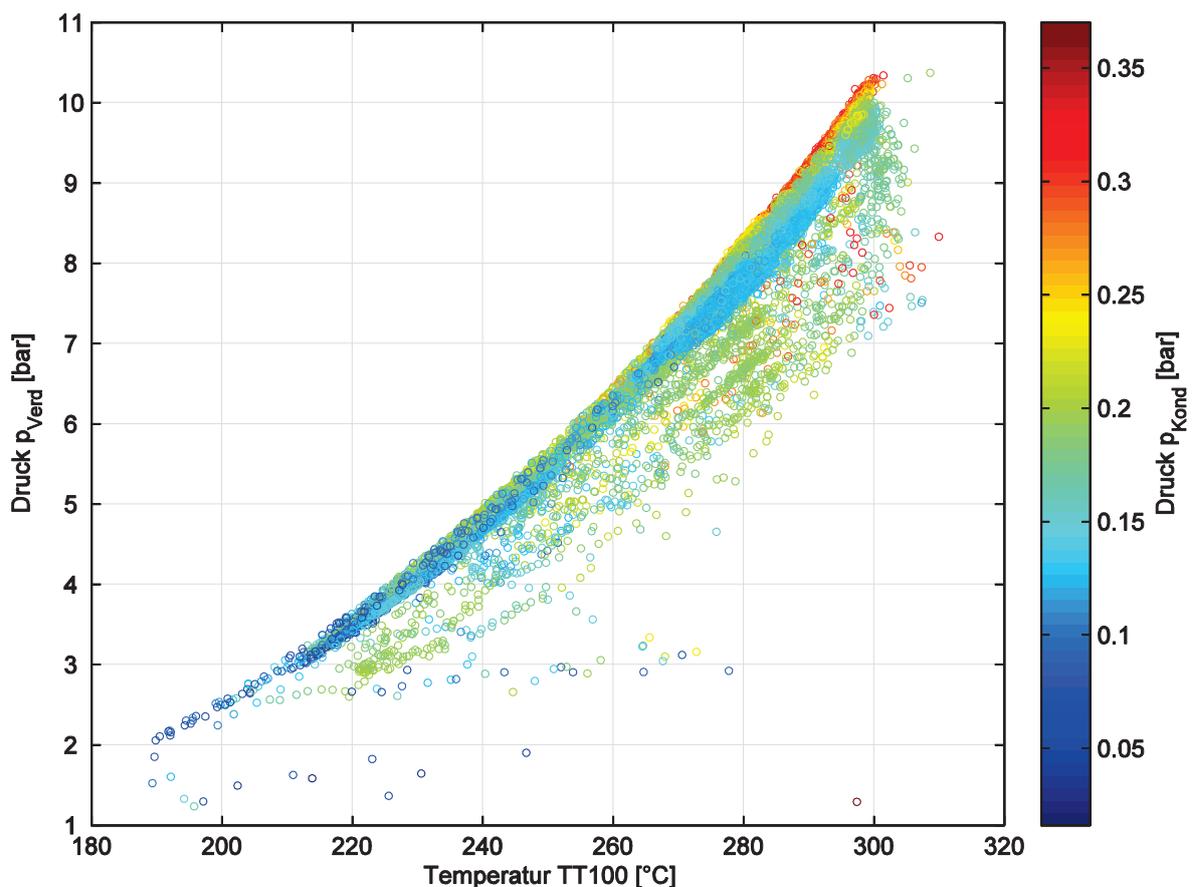


Abbildung 3.6: Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und Kondensatordruck, Daten aus 2013

Hierfür wurden die Messdaten der vier Monate aus 2013 für den Verdampferdruck CPT104 über die Thermoöltemperatur des Verdampfereintritts TT100 aufgetragen. Um diese Beziehung bzw. die Datenwolke genauer zu beschreiben, wurden die Messdaten noch in Abhängigkeit des Kondensatordruckes dargestellt. Hierbei ist gut zu erkennen, dass der Druck p_{23} mit steigender Wärmezufuhr ebenfalls zunimmt, wobei sich der Gegendruck der Turbine (CPT105) nicht negativ, sondern erhöhend auf den Verdampferdruck auswirkt (siehe Abbildung 3.7).

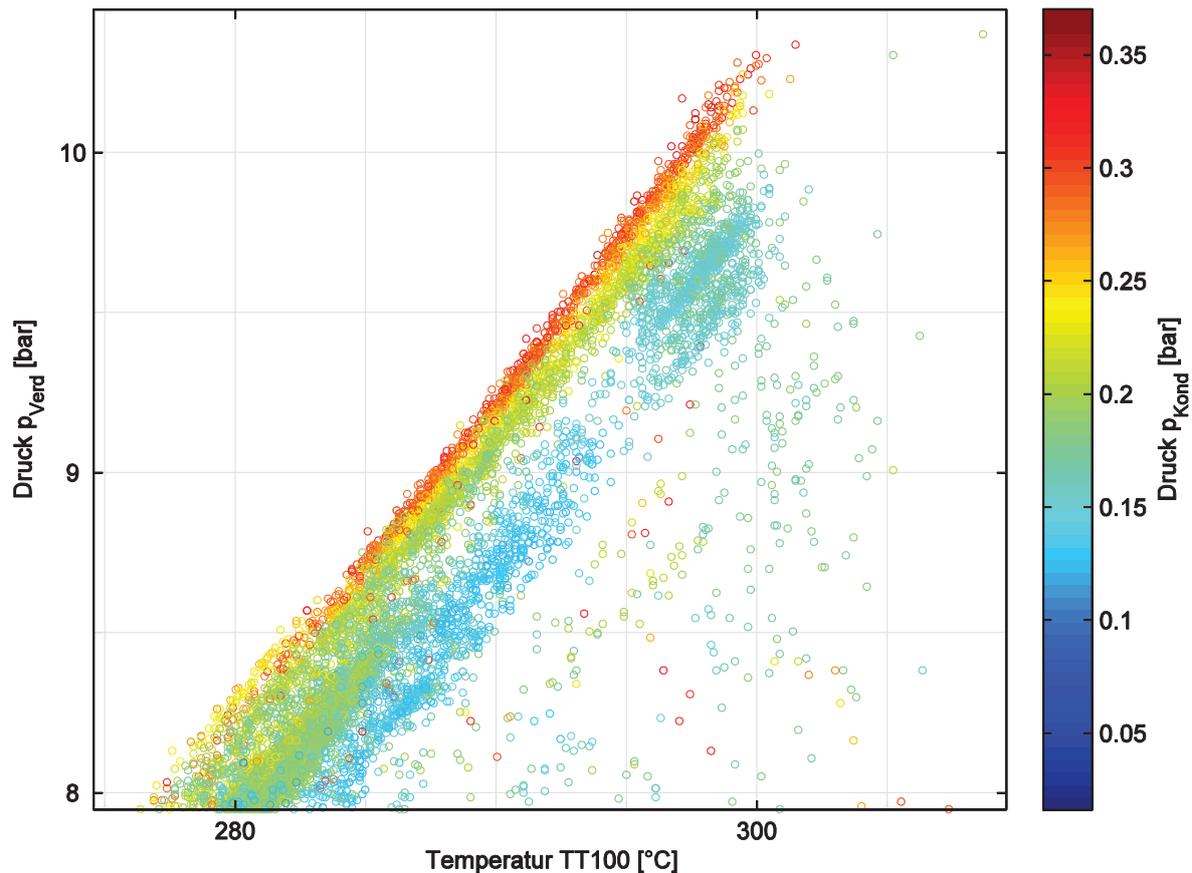


Abbildung 3.7: Zoom Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und Kondensatordruck, Daten aus 2013

Die Ausreißer, also die Datenwolke unterhalb der Kurve, stellen nur einen geringen Prozentsatz (3,06%) aller Messdaten dar und sind damit vernachlässigbar bzw. werden für die Bestimmung der Regressionsbeziehungen nicht berücksichtigt. Deren Ursache liegt in einer Rückkoppelwirkung des Kondensators, auf welche genauer in den Diagnosekonzepten unter 4.3.1.) *Verdampferdruck* eingegangen wird. Die exakten Regressionsformeln, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: *B1.) Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden.

Anschlüsse

Primärseitiger Block (Thermoöl)

- CONSERVING PORTS:**
- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T , Druck p (hier irrelevant) und Massenstrom \dot{m} anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.
 - Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten muss die Temperatur T vorliegen. Ausgegeben wird der thermoölseitige Druck p nach dem Verdampfer.
- SIGNAL PORTS:**
- Knoten **Q**, stellt einen Ausgang für die primäre Verdampferleistung dar, um an den sekundärseitigen Block als Vergleichsgröße übergeben zu werden.
 - Knoten **T**, stellt einen Ausgang für die Thermoöleintrittstemperatur (TT100) dar. Diese wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des Verdampferdruckes benötigt.

Sekundärseitiger Block (Silikonoöl)

- CONSERVING PORTS:**
- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und der Massenstrom \dot{m} anliegen. Ausgegeben wird der im Verdampfer vorherrschende Druck p .
 - Knoten **out**, stellt den Austrittsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird die Temperatur T des Dampfes sowie der Verdampferdruck ausgegeben.
- SIGNAL PORTS:**
- Knoten **Q**, stellt einen Eingang für die primäre Verdampferleistung dar, um hier im sekundärseitigen Block als Vergleichsgröße zu dienen.
 - Knoten **T**, stellt einen Eingang für die Thermoöleintrittstemperatur (TT100) dar. Diese wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des Verdampferdruckes benötigt.

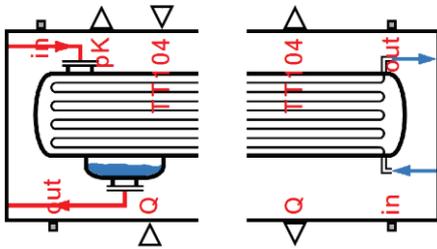
- Knoten **pK**, stellt einen Eingang für den Kondensatordruck dar. Dieser wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des Verdampferdruckes benötigt.
- Knoten **UeH**, stellt einen Ausgang für die Überhitzung des Dampfes dar. Dieser wird global für die Regressionsbeziehung des Arbeitsmittelmassenstromes im ORC-Massenstromblock benötigt.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Grundsätzlich wird durch die Eingabe eines positiven Werts der Dampfüberhitzung $\Delta T_{\text{ÜH}}$ sichergestellt, dass die Verdampferaustrittsenthalpie zwischen zwei Betriebspunkten im Dampfgebiet linear interpoliert wird. Falls keine Überhitzung vorgegeben ist ($\Delta T_{\text{ÜH}} = 0$), wird der Austrittstemperatur die Schrittweite der Temperaturdiskretisierung hinzugerechnet, um Fehler bei der Enthalpieinterpolation zu vermeiden. Für das Silikonöl MDM beträgt diese Schrittweite 1K.

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponenten und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.6.) Kondensator



Beschreibung und Funktionsweise

Das Simscape Modell des Kondensators setzt sich aus der Kombination zweier Blöcke, dem primärseitigen Block `Condenser_cf_primH4.ssc` und dem sekundärseitigen Block `Condenser_cf_secH4.ssc`, zusammen. Das hat wie beim Verdampfermodell den einfachen Grund, dass im Kondensator zwei verschiedene Fluide (Silikonöl und Wasser) mathematisch beschrieben werden, Simscape aber nur ein Medium pro Block verarbeiten kann. Allgemein werden in diesem Blockverbund die Kondensatoraustrittstemperatur T_0 und die Kondensationsleistung, silikonölseitig sowie heißwasserseitig, berechnet. Die wasserseitige Kondensatorleistung $\dot{Q}_{Kond,HW}$, welche dem Hauptblock als Vergleichswert dient, ermittelt der Sekundärblock über die folgende Enthalpiebilanz:

$$\dot{Q}_{Kond,HW} = \dot{m}_{HW} \cdot (h_{1,HW} - h_{2,HW})$$

Dafür müssen die Temperatur- und Druckgrößen am Ein- und Austritt des Sekundärblockes $T_{1,HW}$, $p_{1,HW}$ bzw. $T_{2,HW}$, $p_{2,HW}$ vorliegen, um die entsprechenden spezifischen Enthalpien des Wassers zu kalkulieren. Ebenso muss der Wasserdurchfluss \dot{m}_{HW} am Eingangsknoten gegeben sein. Den Austrittsdruck $p_{2,HW}$ kann man über den Primärdruckverlust bestimmen:

$$p_{2,HW} = p_{1,HW} - dp_{Kond,sek}$$

Der silikonölseitige Simscape Block stellt den Hauptberechnungsblock dar. Die Temperatur T_0 des Kondensats am Austritt wird mittels der Stoffparameter des Silikonöls ermittelt (bzw. über die Unterkühlung ΔT_{UK} , falls eine Eingabe vorhanden ist). Am Eingangsknoten muss die Eintrittstemperatur T_{4R} in den Kondensator gegeben sein. Durch den Input bzw. die automatische Berechnung des Kondensatordrucks p_{4R0} , welcher in dieser Modellbetrachtung als konstant angenommen wurde, berechnet man sowohl die Eingangs- als auch Ausgangsenthalpien h_{4R} bzw. h_0 .

$$\dot{Q}_{Kond,Söl} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_{4R} - h_0)$$

Unter Verwendung des am Eingangsknoten anliegenden Massenstromes \dot{m}_{WF} wird, laut der obigen mathematischen Beziehung, schlussendlich die silikonölseitige Kondensatorleistung kalkuliert.

Parameter im Eingabefenster

Im Sekundärblock des Kondensators gibt es einen Eingabeparameter für den wasserseitigen Druckverlust des Kondensators. Sein Einfluss auf die Modellberechnungen ist jedoch gering, da die Enthalpiewerte des Wassers relativ wenig auf Druckänderungen reagieren. Darum kann der heißwasserseitige Druckverlust bei Unkenntnis einfach auf 0 bar gesetzt werden, ohne nennenswerte Berechnungsfehler zu erzeugen.

Im Primärblock, welcher den Hauptblock darstellt, ist der im Kondensator vorherrschende Druck p_{4R0} als Parameter vorzugegeben. Eine weitere Eingabegröße stellt die Unterkühlung des Kondensats ΔT_{UK} dar. Dieser Parameter wird jedoch im Normalfall immer Null gesetzt. Er dient lediglich dazu, gegebenenfalls die Kondensattemperatur anzupassen, da sie bei einem Lufteintritt in den Verflüssiger absinkt.

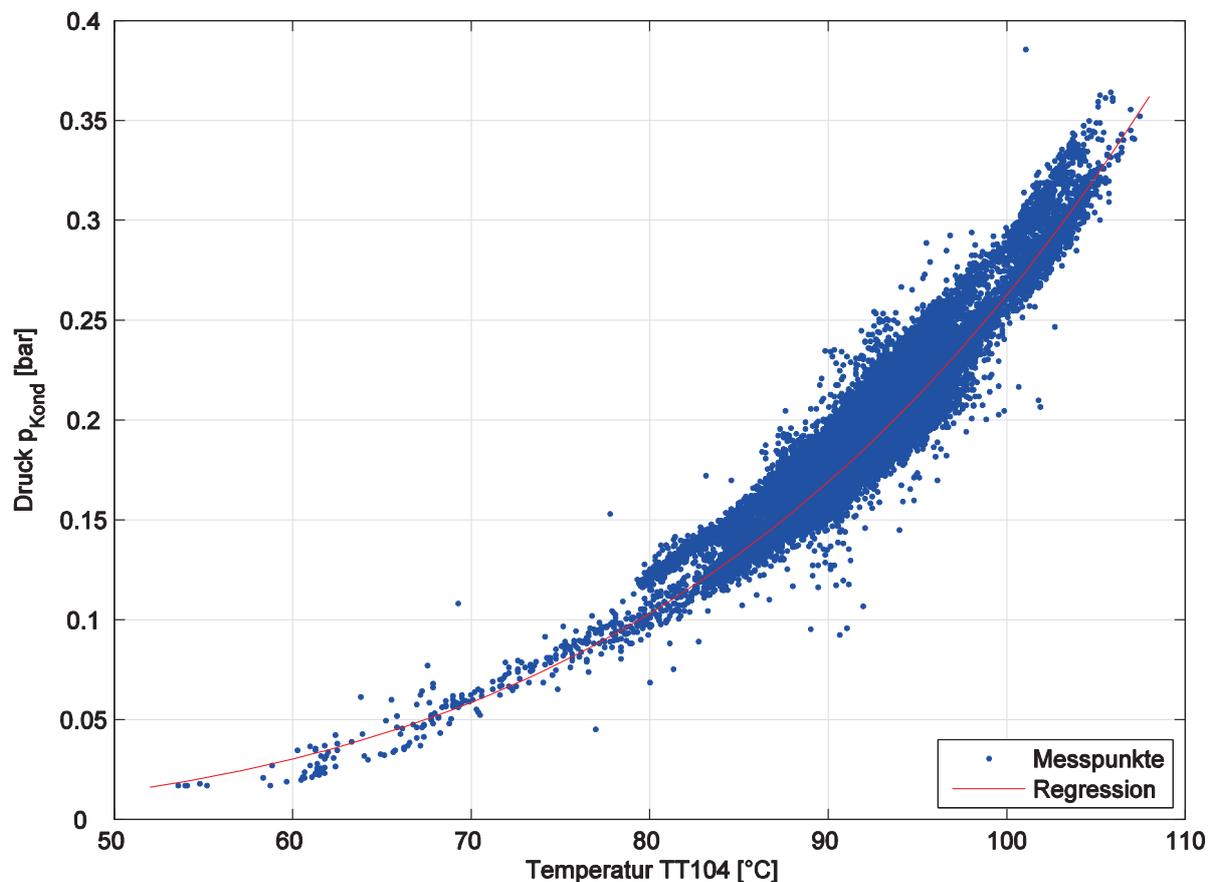


Abbildung 3.8: Kondensatordruck abhängig von der Heißwasseraustrittstemperatur, Daten aus 2013

Damit kann die berechnete Austrittstemperatur an die Messdaten angeglichen werden, um Folgewirkungen einer erhöhten Flüssigkeitstemperatur auf andere Blöcke in der Simulation, speziell den Regenerator, zu vermeiden.

Falls man für den Kondensationsdruck einen Wert von (-1000 bar) eingibt, wird dieser im Simscape Block automatisch nach der hinterlegten Formelbeziehung berechnet, welche aus einer Regressionsfläche der Datenpunkte im vorherigen Diagramm entwickelt wurde (siehe Abbildung 3.8). Diese Abhängigkeit wurde zwar nur über eine einfache Regressionskurve beschrieben, was zu einem maximalen Berechnungsfehler von ca. +/- 12% für den Großteil aller Datenpunkte führt. Es ist jedoch anzumerken, dass einerseits der Druckeinfluss auf die Enthalpie (und somit der Berechnung) um einiges geringer als jener der Temperatur ist. Andererseits liegt der absolute Fehler bei ca. 0,02 bar, was die Druckmessung gerade bei diesen niedrigen Druckniveaus an ihre Grenzen bringt und die Genauigkeit der Messdaten grundsätzlich in Frage gestellt werden muss. Die exakten Regressionsformeln der Kurve, sowie deren Koeffizienten, sind dann im Anhang unter dem Kapitel: *B1.) Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden.

Anschlüsse

Primärseitiger Block (Silikonöl)

- CONSERVING PORTS:**
- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und der Massenstrom \dot{m} anliegen. Ausgegeben wird der im Kondensator vorherrschende Druck p .
 - Knoten **out**, stellt den Austrittsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird die Temperatur T des Kondensats sowie der Kondensationsdruck ausgegeben.
- SIGNAL PORTS:**
- Knoten **Q**, stellt einen Eingang für die sekundäre Kondensationsleistung dar, um hier im Primärblock als Vergleichsgröße zu dienen.
 - Knoten **T**, stellt einen Eingang für die Heißwasseraustrittstemperatur (TT104) dar. Diese wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des Kondensatordruckes benötigt.

- Knoten **pK**, stellt einen Ausgang für den Kondensatordruck dar. Dieser wird global für die Regressionsbeziehung des Verdampferdruckes benötigt.

Sekundärseitiger Block (Heißwasser)

CONSERVING PORTS: ▪ Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T , Druck p und Massenstrom \dot{m} anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.

- Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten muss die Temperatur T vorliegen. Ausgegeben wird der wasserseitige Druck p nach dem Kondensator.

SIGNAL PORTS: ▪ Knoten **Q**, stellt einen Ausgang für die wasserseitig berechnete Kondensatorleistung (Vergleichsgröße) dar, um diese an den Primärblock zu übergeben.

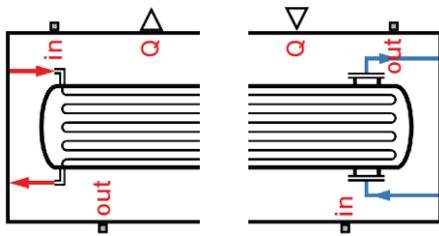
- Knoten **T**, stellt einen Ausgang für die Heißwasseraustrittstemperatur (TT104) dar. Diese wird, wie oben beschrieben, für die Regressionsbeziehung des Kondensationsdruckes benötigt.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Da im Kondensator das ORC-Arbeitsmedium auf Verflüssigungstemperatur abgekühlt wird, muss mit entsprechenden Maßnahmen sichergestellt werden, dass die Enthalpie am Austritt zwischen zwei Betriebspunkten im Flüssigkeitsgebiet linear interpoliert wird. Darum wird der Kondensationsdruck für die interne Berechnung auf den nächstgrößeren diskreten Wert aufgerundet. Falls man die Kondensatunterkühlung auf null belässt ($\Delta T_{UK} = 0$), wird noch der Austrittstemperatur die Schrittweite der Temperaturdiskretisierung abgezogen, um die flüssige Phase des Arbeitsmediums zu garantieren. Für das Silikonöl MDM beträgt diese Schrittweite 1K.

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponenten und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.7.) Vorwärmer



Beschreibung und Funktionsweise

Das Simscape Modell des Vorwärmers besteht aus einer Kombination zweier Blöcke, dem primärseitigen Block `PreHeater_cf_primCP3.ssc` und dem sekundärseitigen Block `PreHeater_cf_secH4.ssc`, aufgrund der Verwendung zweier unterschiedlicher Fluide im mathematischen Modell. Hauptaufgabe dieses Blockverbundes ist die Berechnung der Wärmeleistung $\dot{Q}_{Vorw,TÖl}$ und der Vorwärmeraustrittstemperatur T_2 . Zusätzlich wird, ausgehend vom Verdampferdruck p_{23} , der Druck vor dem Vorwärmer bestimmt.

$$p_{1R} = p_{23} + dp_{Vorw,sek}$$

Diese Vorwärmerleistung fordert die Ein- und Austrittstemperatur des Thermoöls $T_{2,TÖl}$ bzw. $T_{3,TÖl}$, den Durchfluss $\dot{m}_{TÖl}$ sowie Stoffinformation in Form der spezifischen Wärmekapazität an den entsprechenden Knoten. Die Wärmekapazität wird mit der gemittelten Temperatur des Thermoöls bestimmt $cp_{mid,TÖl} = f((T_{2,TÖl} + T_{3,TÖl})/2)$, um die gesuchte Größe zu ermitteln:

$$\dot{Q}_{Vorw,TÖl} = \dot{m}_{TÖl} \cdot cp_{mid,TÖl} \cdot (T_{2,TÖl} - T_{3,TÖl})$$

Diese thermoölseitige Wärmeleistung dient hier jedoch nicht als Vergleichswert für den Sekundärblock, sondern wird direkt für die Bestimmung der Austrittstemperatur des Silikonöls benötigt. Zusätzlich kann über die Eingabe des primärseitigen Druckverlustes, der Ausgangsdruck $p_{3,TÖl}$ errechnet werden:

$$p_{3,TÖl} = p_{2,TÖl} - dp_{Vorw,prim}$$

Im Sekundärblock wird zuerst mittels der Eingangsgrößen T_{1R} , p_{1R} die spezifische Enthalpie h_{1R} des Vorwärmereintritts bestimmt. Unter Verwendung des Silikonölmassenstromes \dot{m}_{WF} und der Wärmeleistung $\dot{Q}_{Vorw,TÖl}$ kann die Austrittsenthalpie wie folgt kalkuliert werden:

$$h_2 = \frac{\dot{Q}_{Vorw,TÖl}}{\dot{m}_{WF}} + h_{1R}$$

Aus dieser Größe kann man schlussendlich, in Kombination mit dem Silikonöldruck am Vorwärmeraustritt p_2 ($= p_{23}$) und den entsprechenden Stoffparametern des ORC-Mediums, die Vorwärmeraustrittstemperatur T_2 berechnen.

Parameter im Eingabefenster

In beiden Blöcken des Vorwärmers besteht die Möglichkeit sowohl einen thermoölseitigen als auch silikonölseitigen Druckverlust als Parameter vorzugeben. Die jeweiligen Eingabewerte müssen positiv sein. Wie im Kapitel 3.2.4.) *Verdampfer* beschrieben wurde, ist jedoch der primäre Druck in diesem Modell nur bedingt relevant für die Simulation.

An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass der ORC-seitige Druckverlust gegen die Flussrichtung wirkt. D.h., dass bei einer Parametereingabe der Druck am Austritt über den Verdampfer vorgegeben ist und in Richtung der Pumpe zurückgerechnet (größer) wird.

Anschlüsse

Primärseitiger Block (Thermoöl)

- CONSERVING PORTS:*
- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T , Druck p (hier irrelevant) und Massenstrom \dot{m} anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.
 - Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten muss die Temperatur T vorliegen. Ausgegeben wird der thermoölseitige Druck p nach dem Vorwärmer.
- SIGNAL PORTS:*
- Knoten **Q**, stellt einen Ausgang für die thermoölseitig berechnete Wärmeleistung des Vorwärmers dar, um an den sekundärseitigen Block als Berechnungsgröße übergeben zu werden.

Sekundärseitiger Block (Silikonoöl)

CONSERVING PORTS: ▪ Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und der Massenstrom \dot{m} anliegen. Ausgegeben wird der im Block berechnete Druck p .

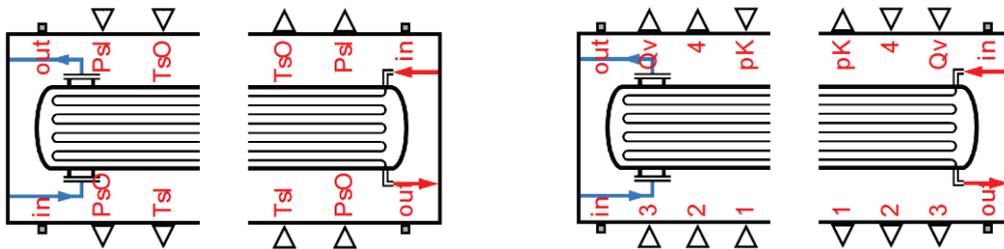
- Knoten **out**, stellt den Austrittsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird die Temperatur T des Silikonöls ausgegeben bzw. der Eintrittsdruck gefordert.

SIGNAL PORTS: ▪ Knoten **Q**, stellt einen Eingang für die primäre Wärmeleistung des Vorwärmers dar, welche für interne Berechnungen benötigt wird.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompiliervorgang gelten auch für diese Komponenten und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.8.) Regenerator



Beschreibung und Funktionsweise

Für die Simulation des ORC-Prozesses werden zwei Regeneratormodelle simultan verwendet, welche sich jeweils wieder aus zwei Blöcken zusammensetzen. Das Hauptberechnungsmodell setzt sich aus den Blöcken `Heat_Exchanger_cfP.ssc` und `Heat_Exchanger_cfS.ssc` zusammen, während das Zusatzmodell aus den Simscape Blöcken `Regenerator_cf_primH4.ssc` und `Regenerator_cf_secH4.ssc` besteht.

Grundsätzlich rechnen beide Modelle mit denselben mathematischen Beziehungen. Einziger Unterschied ist, dass das Hauptberechnungsmodell die komplette Kalkulation im Primärblock (heiße Seite, d.h. zwischen Turbine und Kondensator) vornimmt, während das Zweitmodell die Berechnungen in beiden Blöcken durchführt. Wegen dieser doppelten Ausführung des Regenerators kann die vollständige ORC Simulation jede mögliche Kombination der im gesamten ORC Modell vorkommenden Parameterregressionen berechnen. Eine ausführliche Erklärung dieses Umstandes ist im nachfolgenden Kapitel 3.3.) *Beschreibung des Gesamtmodells* zu finden.

Ziel des im Gegenstrom betriebenen Regeneratormodells ist es, neben der übergebenen Wärmeleistung \dot{Q}_{Reg} , die beiden Austrittstemperaturen T_{4R} (primärseitig) bzw. T_{1R} (sekundärseitig) zu ermitteln. Um die spezifischen Enthalpien h_1 und h_4 an den Eintritten zu bestimmen, werden noch die anliegenden Drücke gegen die Flussrichtung über die Eingabe der Druckverluste berechnet.

$$p_4 = p_{4R} + dp_{Reg,prim}$$

$$p_1 = p_{1R} + dp_{Reg,sek}$$

Mit der Kenntnis der Eingangsenthalpien, der Drücke an beiden Austritten des Regenerators, des an den Eingangsknoten anliegenden Arbeitsmittelmassenstromes \dot{m}_{WF} sowie des kA -Wertes der Regeneratorflächen (Wärmedurchgangskoeffizient multipliziert mit effektiver

Wärmetauscherfläche), kann das folgende Mehrgleichungssystem iterativ gelöst werden:

$$h_{4R} = h_4 - \frac{\dot{Q}_{Reg,prim}}{\dot{m}_{WF}}$$

$$T_{4R} = \text{tablelookup}(h_{4R}, p_{4R})$$

$$h_{1R} = \frac{\dot{Q}_{Reg,sek}}{\dot{m}_{WF}} + h_1$$

$$T_{1R} = \text{tablelookup}(h_{1R}, p_{1R})$$

$$dT_A = T_{4R} - T_1$$

$$dT_B = T_4 - T_{1R}$$

$$\dot{Q}_{Reg,mid} = kA_{Reg} \cdot \frac{dT_A - dT_B}{\ln\left(\frac{dT_A}{dT_B}\right)}$$

Über diese sieben Gleichungen können die sieben Unbekannten h_{4R} , T_{4R} , h_{1R} , T_{1R} , dT_A , dT_B sowie $\dot{Q}_{Reg,mid}$ bestimmt werden. Die Wärmeleistungen der „heißen“ und „kalten“ Seite stehen über einen Verlustfaktors φ_V in Beziehung zur mittleren Regeneratorleistung $\dot{Q}_{Reg,mid}$.

$$\dot{Q}_{Reg,prim} = \dot{Q}_{Reg,mid} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{\varphi_V}{2}\right)}{100} \right]$$

$$\dot{Q}_{Reg,sek} = \dot{Q}_{Reg,mid} \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{\varphi_V}{2}\right)}{100} \right]$$

Dieser prozentuelle Verlustfaktor stellt einen relativen Wärmeverlust von der primären zur sekundären Seite des Regenerators dar. Damit kann aus der gemittelten übertragenen Wärmeleistung $\dot{Q}_{Reg,mid}$ nach obiger Formulierung die primäre und sekundäre Wärmeleistung ermittelt werden. Der Verlust wird dabei gleichmäßig auf beide Größen aufgeteilt. Je höher also der Verlustfaktor ist, desto größer wird die Differenz zwischen der zugeführten und abgegebenen Wärme im Regenerator. Daraus ergibt sich eine dementsprechende Verminderung der beiden Austrittstemperaturen, was zu einer besseren Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Messung führen soll.

Mit den Austrittsenthalpien werden die gesuchten Austrittstemperaturen bestimmt. Dafür benötigt man aber die übertragene Wärmeleistung welche u.a. wieder von den Austrittstemperaturen abhängig ist. Simscape löst solche Iterationen jedoch nicht klassisch

von „oben“ nach „unten“ unter Verwendung eines Startwerts, sondern liest alle Gleichungen parallel ein, um diese simultan zu lösen bis alle mathematischen Beziehungen erfüllt werden.

Parameter im Eingabefenster

Bei beiden Regeneratormodellen sind grundsätzlich vier Eingabeparameter vorhanden, nämlich der primär- und sekundärseitige Druckverlust, der kA -Wert sowie der Wärmeverlustfaktor. Alle diese Eingabewerte müssen positiv sein. Während im Hauptberechnungsmodell alle Inputs im Primärblock erfolgen, wird im primären Block des Zweitmodells lediglich der zugehörige Druckverlust angegeben. Die beiden anderen Eingaben finden im Sekundärblock statt.

Falls man für den kA -Wert des Regenerators einen Wert von (-1000 W/K) vorgibt, wird dieser im entsprechenden Simscape Block automatisch nach der hinterlegten Formelbeziehung berechnet, welche aus den Datenpunkten im folgenden Diagramm entwickelt wurde (siehe Abbildung 3.9).

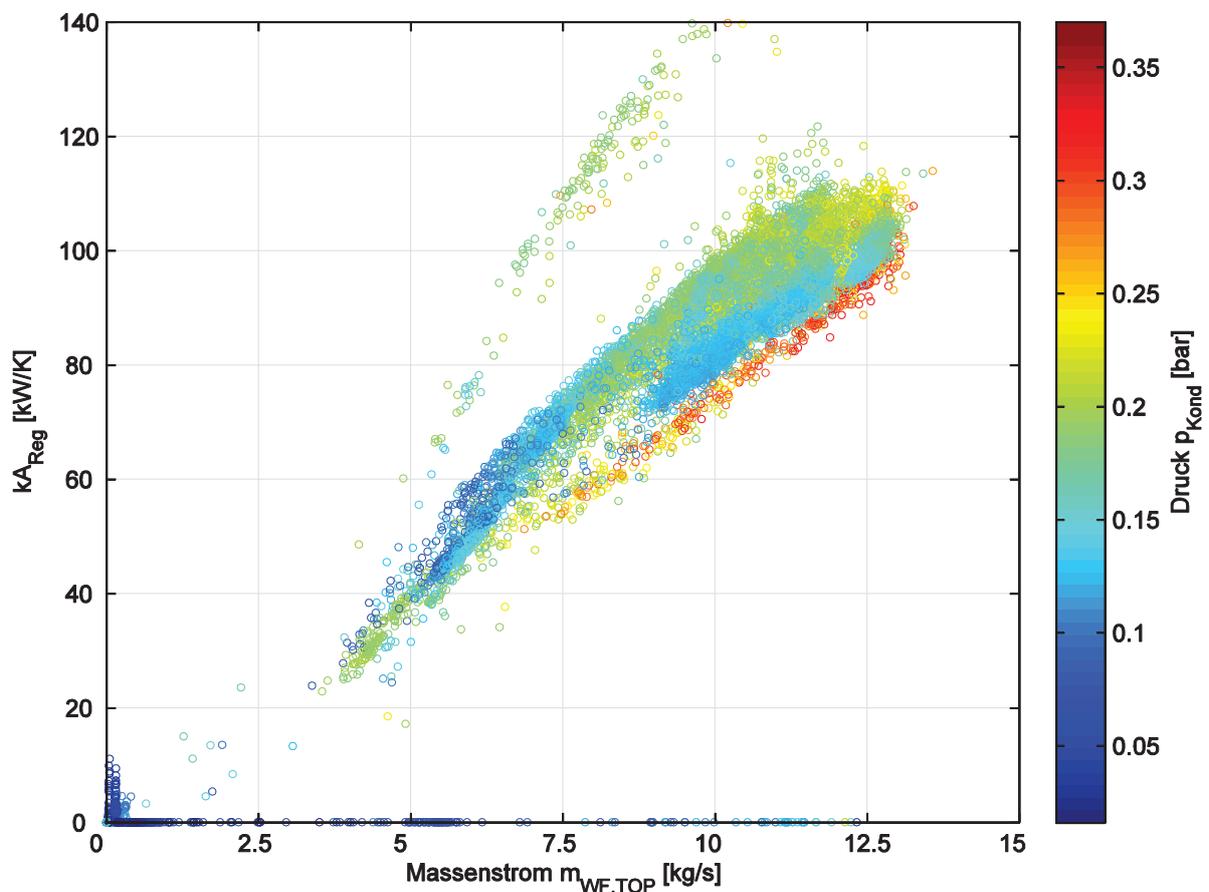


Abbildung 3.9: kA -Wert des Regenerators abhängig von Arbeitsmittelmassenstrom und Kondensatordruck, Daten aus 2013

Daraus ist ersichtlich, dass die kA -Werte, also die Wärmeübertragung im Regenerator, mit steigendem Arbeitsfluidmassenstrom des ORC-Kreislaufes zunimmt. Bei gleich bleibenden Mediumtemperaturen am Ein- und Austritt wird sich die übergebene Wärmeleistung bei steigendem Durchfluss ebenfalls erhöhen, was aus der Enthalpiebilanz resultiert. Die exakte Bestimmung des Massenstromes $\dot{m}_{WF, TOP}$ wird im nachfolgenden Kapitel 3.2.9.) *Massenstrom-Quellenmodul für den ORC-Kreislauf* in der Erklärung der Eingabeparameter erläutert. Weiters wirkt sich auch noch der Turbinengegendruck, also mehr oder weniger der Kondensatordruck, auf den kA -Wert aus, woraus man folgern kann: $kA_{Reg} = f(\dot{m}_{WF}, p_{Kond})$. Wie in der obigen Abbildung erkennbar, ist ein hoher Gegendruck für die Wärmeübertragung kontraproduktiv.

Die Werte des kA_{Reg} wurden mittels einiger gespeicherten Messdaten des Monats Juni aus 2013 kalkuliert, welche wären: der Verdampferdruck CPT104, der Kondensatordruck CPT105, sowie die Turbinen Ein- und Ausgangstemperatur der heißen Seite (primär) TT110 bzw. TT119 und jener der kalten Seite (sekundär) TT112 bzw. TT109. Richtigerweise müsste anstatt der Kondensattemperatur TT112, die Temperatur nach der Pumpe zur Berechnung verwendet werden. Da diese aber nicht mitgeloggt wird bzw. der Temperaturunterschied des Fluids vor und nach der Pumpe nur ca. 1 - 2 K ausmacht, nutzte man den Messwert TT112 für eine Kalkulation mit ausreichender Genauigkeit. Es wurden damit die spezifischen Enthalpien der heißen Seite $h_{in, Reg, prim} = f(CPT105, TT110)$ bzw. $h_{out, Reg, prim} = f(CPT105, TT119)$ und der kalten Seite $h_{in, Reg, sek} = f(CPT104, TT112)$ bzw. $h_{out, Reg, sek} = f(CPT104, TT109)$ bestimmt.

$$\dot{Q}_{Reg, prim} = \dot{m}_{WF, TOP} \cdot (h_{in, Reg, prim} - h_{out, Reg, prim})$$

$$- \dot{Q}_{Reg, sek} = \dot{m}_{WF, TOP} \cdot (h_{in, Reg, sek} - h_{out, Reg, sek})$$

$$\dot{Q}_{Reg, mid} = \frac{\dot{Q}_{Reg, prim} + \dot{Q}_{Reg, sek}}{2}$$

Mit den daraus resultierenden Wärmeleistungen beider Seiten wird ein Mittelwert $\dot{Q}_{Reg, mid}$ gebildet (siehe obige Bilanzen), welcher für die nachfolgende Berechnung des kA -Wertes des Regenerators verwendet wird.

$$dT_A = TT119 - TT112$$

$$dT_B = TT110 - TT109$$

$$kA_{Reg} = \dot{Q}_{Reg, mid} \cdot \frac{\ln\left(\frac{dT_A}{dT_B}\right)}{dT_A - dT_B}$$

Die kA_{Reg} -Werte bzw. die zugehörigen Abhängigkeiten $\dot{m}_{\text{WF, TOP}}$ und p_{Kond} wurden anschließend in die MATLAB-App Curve Fitting Tool eingelesen, um damit passende Regressionsflächen zu den Datenpunkten zu erstellen. Die exakten Formeln, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: *B1.) Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden.

Der Wärmeverlustfaktor, in den Blöcken als Q_{Loss} bezeichnet, wird als prozentueller Wert vorgegeben. Diese Eingabe kann jedoch nicht beliebig erhöht werden, da sonst mit großer Wahrscheinlichkeit Simulationsprobleme auftreten. Die entsprechenden Grenzwerte werden in den programmiertechnischen Erkenntnissen aufgeführt. Für das ORC-Modul in Großarl wurden mittels der Messdaten aus 2013 die Wärmeleistungen der „heißen“ und „kalten“ Seite des Regenerators nach obigem Formelwerk kalkuliert, um einen mittleren Wärmeverlust zu ermitteln, welcher ca. 250 kW beträgt. Dies entspricht einem Wärmeverlust von ungefähr 10%.

Anschlüsse

Alle Blöcke der beiden Regenerator Modelle besitzen dieselben Conserving Ports, jedoch unterschiedliche Signal Ports.

Primärseitiger Block (heiße Seite)

CONSERVING PORTS:

- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und der Massenstrom \dot{m} anliegen. Ausgegeben wird der im Block berechnete Druck p (Gegendruck der Turbine).
- Knoten **out**, stellt den Austrittsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird der eingehende Druck p (Kondensatordruck) gefordert bzw. die Temperatur T nach dem Regenerator ausgegeben.

Sekundärseitiger Block (kalte Seite)

CONSERVING PORTS:

- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und der Massenstrom \dot{m} anliegen. Ausgegeben wird der im Block berechnete Druck p (entspricht Pumpenaustrittsdruck).

- Knoten **out**, stellt den Austrittsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird der eingehende Druck p (nach Vorwärmer) gefordert bzw. die Temperatur T nach dem Regenerator ausgegeben.

Physikalische Signalanschlüsse des Hauptberechnungsmodells

- SIGNAL PORTS:
- Knoten **TsI**, stellt einen Eingang des Primärblocks bzw. Ausgang des Sekundärblocks für die Temperatur nach der Pumpe dar. Diese wird für die Berechnungen im Primärblock benötigt.
 - Knoten **PsO**, stellt einen Eingang des Primärblocks bzw. Ausgang des Sekundärblocks für den Druck vor dem Vorwärmer dar. Dieser wird für die Berechnungen im Primärblock benötigt.
 - Knoten **TsO**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für die Temperatur vor dem Vorwärmer dar, um die berechnete Größe im Sekundärblock auszugeben.
 - Knoten **PsI**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für den Druck nach der Pumpe dar, um die berechnete Größe im Sekundärblock auszugeben.

Physikalische Signalanschlüsse des Zusatzmodells

- SIGNAL PORTS:
- Knoten **1**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für die Temperatur nach dem Kondensator dar. Diese wird für die Berechnungen im Sekundärblock benötigt.
 - Knoten **2**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für die Temperatur nach der Turbine dar. Diese wird für die Berechnungen im Sekundärblock benötigt.
 - Knoten **3**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für die primärseitige Wärmeleistung dar. Diese wird für die Berechnungen im Sekundärblock benötigt.

- Knoten **4**, stellt einen Eingang des Primärblocks bzw. Ausgang des Sekundärblocks für die sekundärseitige Wärmeleistung dar. Diese wird für die Berechnungen im Primärblock benötigt.
- Knoten **pK**, stellt einen Ausgang des Primärblocks bzw. Eingang des Sekundärblocks für den Kondensatordruck dar. Dieser wird für die Berechnungen im Sekundärblock benötigt.
- Knoten **Qv**, stellt einen Eingang des Primärblocks bzw. Ausgang des Sekundärblocks für den relativen Wärmeverlust dar. Dieser wird u.a. für die Berechnungen im Primärblock benötigt.

Programmiertechnische Erkenntnisse

Um in Simscape eine Gleichung bzw. ein Gleichungssystem zu lösen, müssen alle benötigten Gleichungen implementiert werden, ohne Zwang diese nach den gesuchten Variablen umzuformen. Simscape überprüft nämlich, welche Größen gegeben sind und ermittelt dann die fehlende Variable selbstständig aus der Formelbeziehung. Hierfür wird die Gleichung nicht umgeformt, sondern durch das schrittweise Überprüfen beider Gleichungsseiten wird der richtige Wert der Variabel ermittelt (also iterativ). Falls man die Gleichung händisch auf die Unbekannte umformt und so implementiert, kann zwar Rechenzeit gespart werden, da das Iterationsverfahren langsamer agiert.

Dafür sind jedoch nicht alle Gleichungssysteme geeignet, wie z.B. die folgende Bilanz, welche im Regeneratormodell verwendet wurde. Hierbei ist lediglich die Größe $T_{out,sek}$ eine Unbekannte, der Rest wird als gegeben betrachtet.

$$\dot{Q} = kA \cdot \frac{dT_A - dT_B}{\ln\left(\frac{dT_A}{dT_B}\right)} = kA \cdot \frac{dT_A - (T_{in,prim} - T_{out,sek})}{\ln\left[\frac{dT_A}{(T_{in,prim} - T_{out,sek})}\right]}$$

Durch geeignetes Umstellen der Gleichung wurde nun versucht, den Iterationsvorgang zur Berechnung von $T_{out,sek}$ zu beschleunigen. Dadurch sind allerdings Berechnungsfehler aufgetreten, verursacht durch Konvergenzprobleme der beiden Gleichungsseiten. In Abbildung 3.10 sind die jeweiligen Gleichungsteile über die gesuchte Temperatur in K aufgetragen.

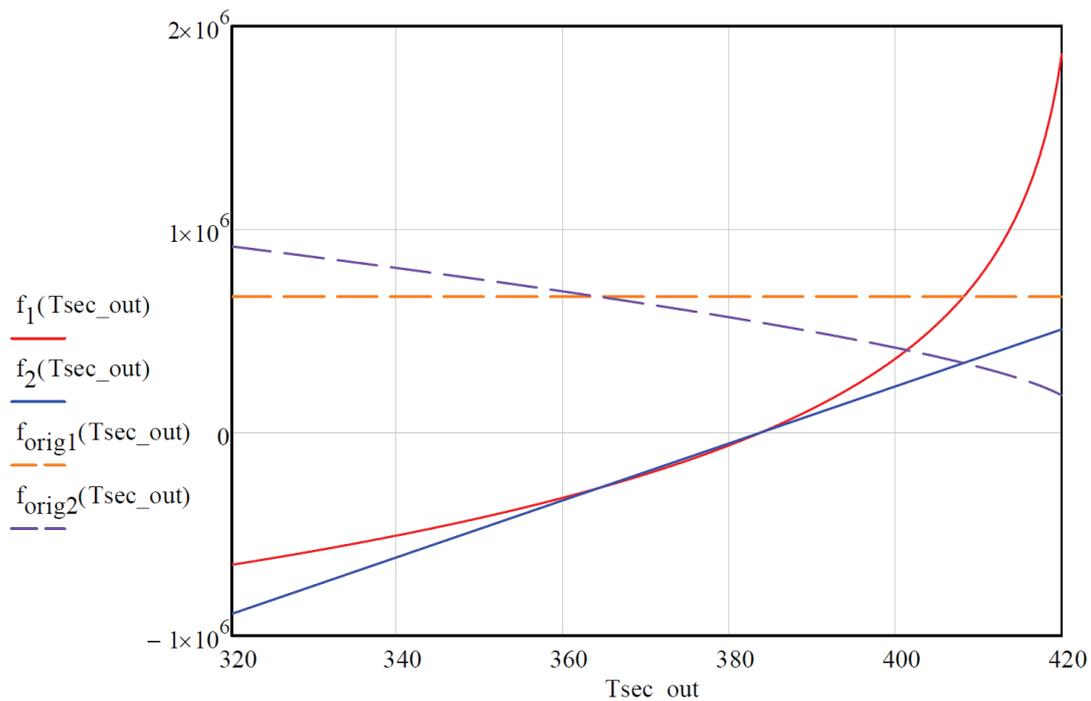


Abbildung 3.10: Graphische Darstellung der verschiedenen Gleichungsteile der Wärmetauchergleichung

Die Terme f_{orig1} und f_{orig2} stellen die unveränderte Gleichung dar, während f_1 bzw. f_2 umgeformte Terme beschreiben:

$$f_{orig1} = \dot{Q} = kA \cdot \frac{dT_A - (T_{in,prim} - T_{out,sek})}{\ln \left[\frac{dT_A}{(T_{in,prim} - T_{out,sek})} \right]} = f_{orig2}$$

$$f_1 = \dot{Q} \cdot \ln \left[\frac{dT_A}{(T_{in,prim} - T_{out,sek})} \right] = kA \cdot [dT_A - (T_{in,prim} - T_{out,sek})] = f_2$$

Aus dem Diagramm ist erkennbar, dass die unveränderten Gleichungsterme (gestrichelt) einen Schnittpunkt und somit eine exakte Lösung der Bilanz besitzen. Bei genauer Betrachtung sieht man, dass sich die umgeformten Terme flach annähern und sich zweimal schneiden, woraus zwei mögliche Lösungen resultieren (instabil). Dieses Konvergenzproblem war sofort erkennbar, da sich bei mehreren Durchläufen der Simulation bei gleichbleibenden Inputs, die Ergebnisse ohne ersichtlichen Grund unterschieden. Dieses Problem ist vor allem für den Zusatzblock relevant, da dieser die Iteration über beide Blöcke durchführt und somit immer eine Größe direkt berechnet, die dann an den anderen Block weitergegeben wird.

Weiters kann man die Eingabe des Wärmeverlustfaktors Q_{Loss} nicht beliebig groß wählen, da dies zum Abbruch der Simulation führen kann. Deshalb wurden oberen Grenzwerte für die beiden Regeneratormodelle ermittelt. Für das Hauptmodell ist ein Verlustwert von maximal 40% erlaubt, während für das Zusatzmodell nur maximal 10% möglich sind. Ebenso hat sich gezeigt, dass in manchen Fällen die Simulation abgebrochen wurde, obwohl man diese Grenzwerte nicht überschritten hat. Hierbei waren jedoch manche Messwerte offensichtlich fehlerbehaftet (z.B. HWP Werte waren über einen längeren Zeitraum konstant). Tritt dies auf, sollte ohne Wärmeverlust im Regenerator gerechnet werden.

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponenten und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.9.) Massenstrom-Quellenmodul für den ORC-Kreislauf



Beschreibung und Funktionsweise

Um den Massenstrom \dot{m}_{WF} für den ORC-Kreislauf vorzugeben, wurde die Komponente `msource_ORC.ssc` entwickelt. Diese Funktion konnte nicht im Pumpenmodell implementiert werden, da dafür aus programmieretechnischen Gründen ein eigener Simscape Block nötig ist.

Parameter im Eingabefenster

Im Block sind zwei Eingabeparameter vorgesehen, wobei einer davon den Massenstrom des Arbeitsfluids im ORC-Turbogenerator vorgibt. Die Eingabe der Größe muss positiv erfolgen.

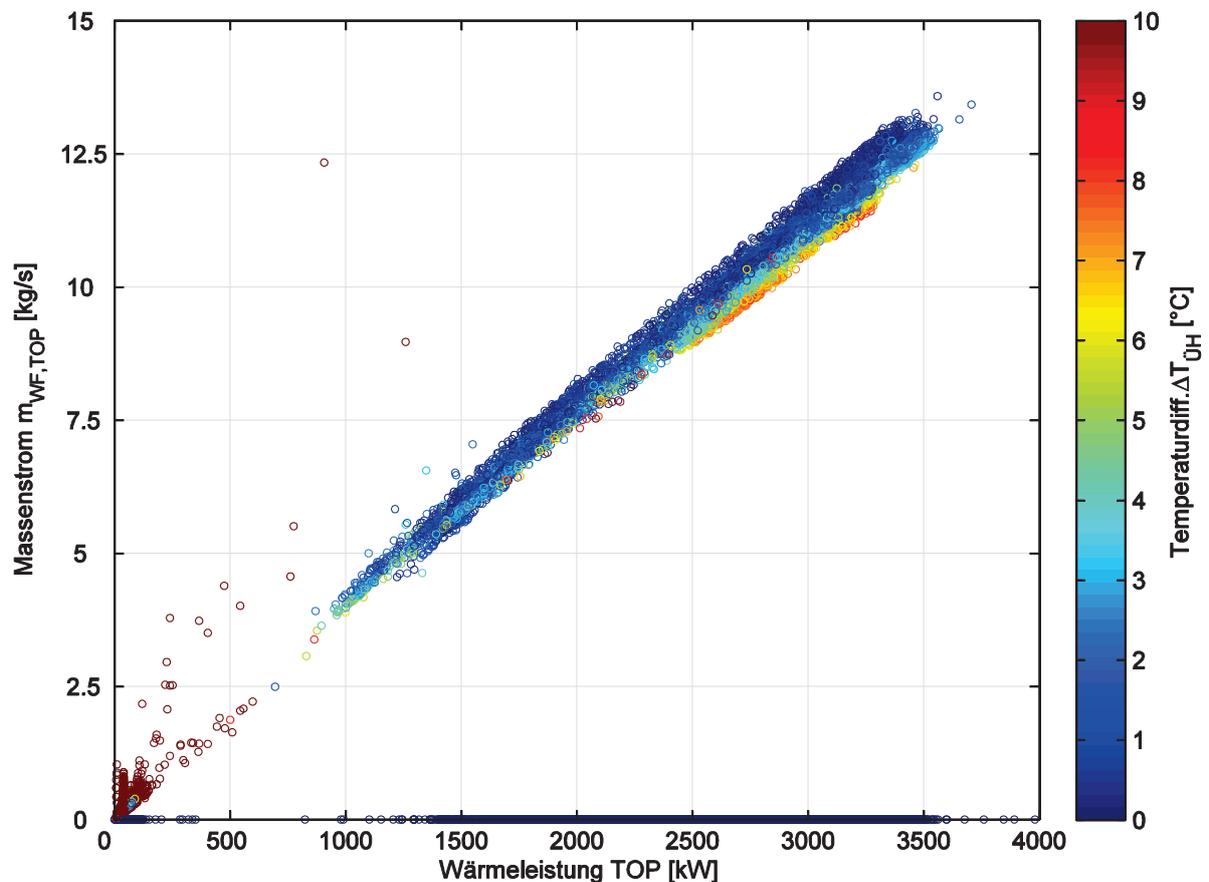


Abbildung 3.11: Arbeitsmittelmassenstrom abhängig von der zugeführten Thermoöl-Wärmeleistung und Dampfüberhitzung, Daten aus 2013

Falls der Input jedoch einen Wert von (-1000 kg/s) darstellt, wird \dot{m}_{WF} im Simscape Block automatisch nach der hinterlegten Beziehung berechnet. Diese wurde mithilfe der Datenpunkte in Abbildung 3.11 entwickelt, wozu alle vorhandenen Messdaten aus dem Jahr 2013 verwendet wurden. Für diese Berechnung wird die thermoölseitige Vorwärmer- und Verdampferleistung summiert als Eingabe benötigt. Wird der Massenstrom direkt als Wert vorgegeben, so hat dieser Input der Wärmeleistung keinen Einfluss auf die Simulation.

Erkennbar aus diesem Diagramm ist ein linearer Zusammenhang zwischen dem Silikonöl-Massenstrom $\dot{m}_{WF, TOP}$ und der thermoölseitig zugeführten Wärmeleistung TOP über den Verdampfer inkl. Vorwärmer. Dies ist nicht weiter verwunderlich, da die Werte des Massenstroms u.a. durch die TOP-Messdaten errechnet wurden (siehe Kapitel: *Ermittlung des ORC Massenstroms*). In Abbildung 3.12 sieht man, dass die Überhitzung im Verdampfer den Massenstrom ebenfalls beeinflusst, was sich leicht erklären lässt. Ausgehend von der Energiebilanz des Verdampfers (inkl. Vorwärmer) und konstanter Wärmezufuhr, wird bei geringer Überhitzung mehr Wärmeleistung über den reinen Verdampfungsvorgang umgesetzt. Steigt jedoch $\Delta T_{ÜH}$ an, so vergrößert sich die Enthalpiedifferenz zwischen Ein- bzw. Ausgang und senkt damit den erzeugten Massenstrom.

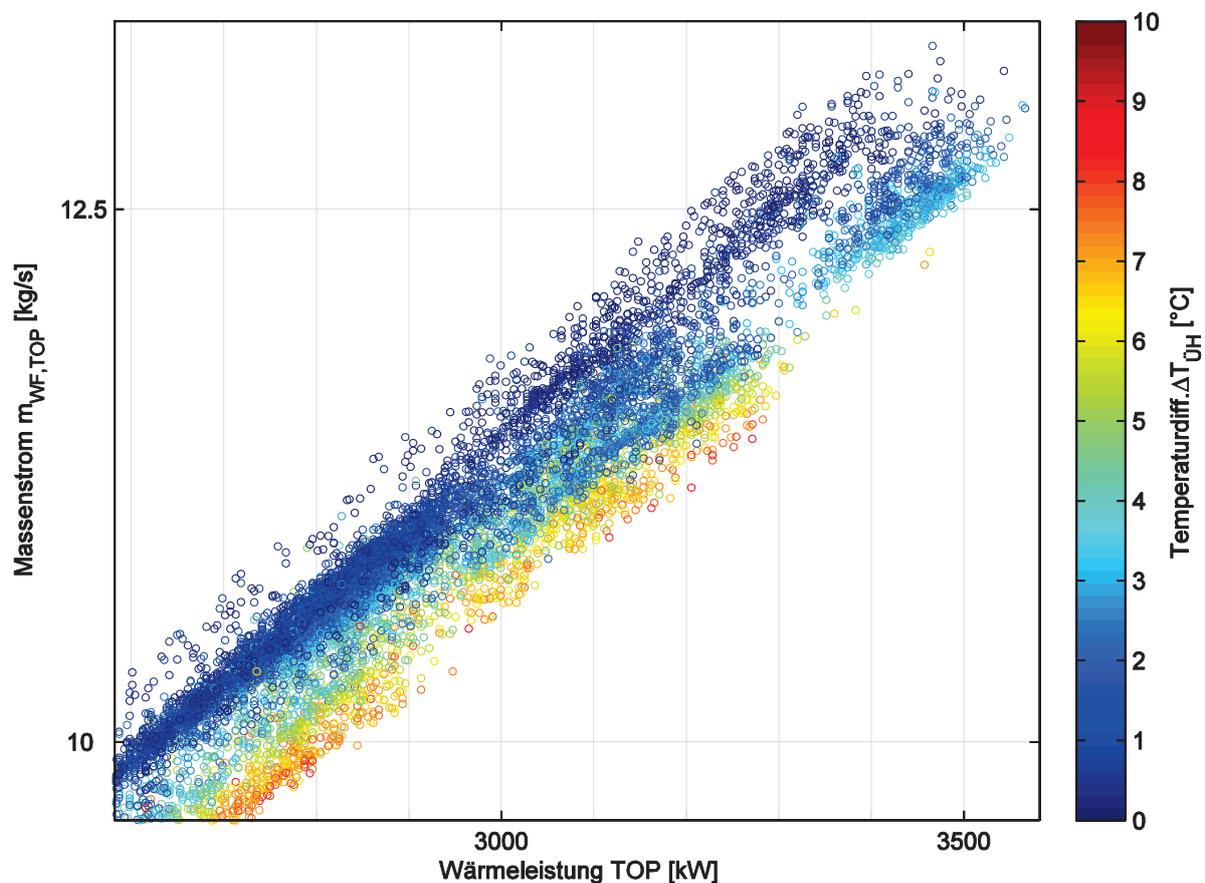


Abbildung 3.12: Zoom Arbeitsmittelmassenstrom abhängig von der zugeführten Thermoöl-Wärmeleistung und Dampfüberhitzung, Daten aus 2013

Auf Basis dieser Korrelation zwischen $\dot{m}_{WF, TOP}$ und TOP wurde der sich einstellende Massenstrom im ORC-Prozess von der in Pumpe erzeugten Druckdifferenz, und somit von der Pumpendrehzahl, entkoppelt (Zusammenhang siehe Unterkapitel 4.1.) *Pumpe* der Diagnosekonzepte). Normalerweise wird aber die Größe \dot{m} über den Schnittpunkt der Pumpenkennlinie mit der Anlagenkennlinie, also auch durch den Druck p , genau definiert. Die exakten Regressionsformeln, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: B1.) *Mathematische Formulierung der Block-Regressionen* zu finden.

Ermittlung des ORC Massenstroms

Da der ORC-Arbeitsmittelmassenstrom nicht in den mitgeloggtten Messdaten vorhanden ist, muss er aus den verfügbaren Messdaten berechnet werden. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, den Massenstrom einerseits über die Kondensatorleistung HWP, andererseits über die zugeführte Wärmeleistung TOP (über Vorwärmer und Verdampfer), zuzüglich der Ein- und Austrittsgrößen zu ermitteln.

$$\dot{m}_{WF} = \frac{\dot{Q}_{Verd / Kond}}{\Delta h}$$

Es wurden dazu Volumenstrommessungen am ORC-Modul in Großarl durchgeführt, um die berechneten theoretischen Massenströme mit den vorherrschenden zu vergleichen.

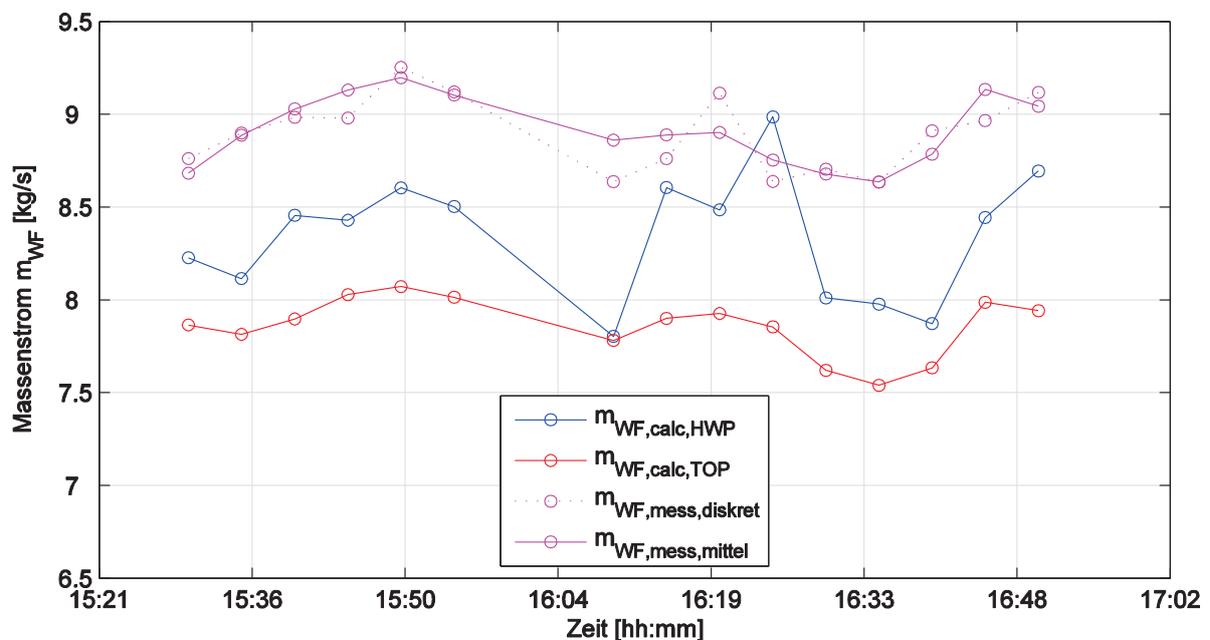


Abbildung 3.13: Vergleich der berechneten und gemessenen Massenströme vom 21.07.2014

Die Messungen wurden am 21.07 und 22.07.2014 mit dem Ultraschallmessgerät FLEXIM Fluxus ADM 7407 im Sekundentakt über einen mehrstündigen Zeitraum durchgeführt. Daraus bestimmte man über die zugehörigen Dichtewerte des vorhandenen Arbeitsfluids (MDM), die jeweiligen Massenströme (siehe Abbildung 3.13 und 3.14).

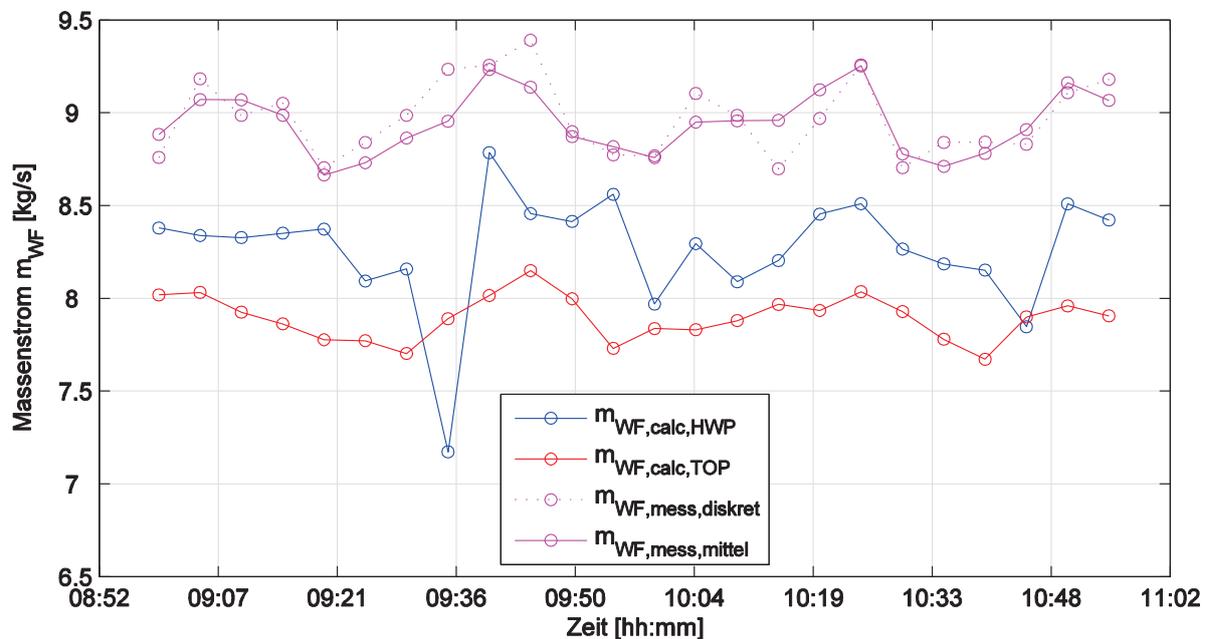


Abbildung 3.14: Vergleich der berechneten und gemessenen Massenströme vom 22.07.2014

Hierbei sind die berechneten Massenströme, über die Kondensatorleistung (blau) bzw. über die Verdampferleistung (rot), sowie der gemessene Massenstromverlauf (magenta) aufgetragen. Da die Messung sekundlich erfolgte, die mitgeloggten ORC-Daten jedoch nur in Fünf-Minuten Abständen vorliegen, wurden die Messdaten zu denselben Zeiten gemittelt (magenta, durchgezogene Linie). Zum Vergleich wurden die ungemittelten diskreten Durchflusswerte für die gleichen Zeitpunkte (magenta, gepunktete Linie) in die Diagramme eingetragen.

Aus den Abbildungen sind grundsätzlich zwei Dinge zu erkennen. Erstens ist der gemessene Durchfluss um ca. 9 - 13% höher als die gerechneten Werte. Es wurde jedoch erwartet, dass die Messung nur Werte liefert, die kleiner bzw. gleich denen der Rechnung sind. Da davon ausgegangen werden kann, dass die mitgeloggten ORC Daten korrekt gemessen wurden, stellt die Berechnung sozusagen eine theoretische Obergrenze des Massenstroms dar (idealer Wärmeübergang im Wärmetauscher, keine Wärmeverluste; damit wird die komplette Wärmeleistung lt. der obigen Formelbeziehung an das Fluid abgegeben, was \dot{m} maximiert).

Grund für diesen Offset zwischen Messung und Berechnung kann eine fehlerhafte (automatische) Bestimmung der Schallgeschwindigkeit des Messgerätes sein, welche um ca. 13% geringer als die tatsächliche Schallgeschwindigkeit ist. Diese prozentuelle Differenz entspricht ungefähr dem Massenstrom Offset zu $\dot{m}_{WF, TOP}$.

Zweitens ist auch gut erkennbar, dass der Verlauf der gemittelten Messwerte qualitativ dem der Massenstrom-Berechnung über die Verdampferleistung entspricht. Hingegen der Verlauf von $\dot{m}_{WF, HWP}$ hat wenig Ähnlichkeit mit einer der Messungen. Darum ist es naheliegend, dass für die Berechnung des Massenstroms im ORC-Kreislauf die Verdampferleistung TOP (inkl. Vorwärmer) herangezogen wird.

Für diese Kalkulation wurden, neben den TOP-Werten, die gespeicherten Messdaten (aller verfügbaren Monate aus 2013) vom Vorwärmerein- und Verdampferaustritt verwendet, welche wären: der Verdampferdruck CPT104, sowie die Ein- und Ausgangstemperatur TT109 bzw. TT106. Damit werden die spezifischen Enthalpien $h_{in, Vorw} = f(CPT104, TT109)$ und $h_{out, Verd} = f(CPT104, TT106)$ bestimmt, um über die Verdampferleistung den Massenstrom des ORC-Kreislaufes zu ermitteln. Druckverluste in Vorwärmer und Verdampfer wurden in dieser Kalkulation vernachlässigt.

$$\dot{m}_{WF, TOP} = \frac{TOP}{h_{out, Verd} - h_{in, Vorw}}$$

Da dieser Durchfluss u.a. vom verwendeten Arbeitsmedium abhängig ist, können die Werte von $\dot{m}_{WF, TOP}$, und somit auch alle weiteren Regressionsformeln, ganz spezifisch nur für das Silikonöl MDM in Kombination mit einem T600 ORC-Turbogenerator verwendet werden. Für andere Arbeitsfluide bzw. ORC-Module kann man die Beschreibungen bzw. Abhängigkeiten einzelner Größen qualitativ übernehmen, jedoch müssten die Koeffizienten der Regressionsformeln neu bestimmt werden.

Anschlüsse

CONSERVING PORTS:

- Knoten **in**, stellt den Eingangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten müssen die Größen Temperatur T und Druck p anliegen d.h. vom vorherigen Block geliefert werden.
- Knoten **out**, stellt den Ausgangsknoten der Komponente dar. An diesem Knoten wird die unveränderte Temperatur T, sowie der Druck p weitergegeben. Der Wert des Massenstromes \dot{m} wird im Block festgelegt und ist ebenfalls am Ausgang verfügbar.

SIGNAL PORTS: ▪ Knoten **UeH**, stellt einen Eingang für die Überhitzung des Dampfes dar. Dieser wird global vom sekundärseitigen Verdampferblock geliefert und wird für die interne Regressionsbeziehung benötigt.

Programmiertechnische Erkenntnisse

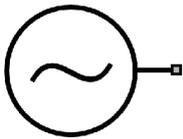
Es hat sich im Laufe der Modellerstellung gezeigt, dass bei der Vorgabe von Potentialvariablen in einem Block, die gleichzeitige Festlegung einer Flussvariabel nicht möglich ist. Ein logischer Grund, warum eine Kombination der Vorgaben nicht möglich ist, konnte nicht gefunden werden. Anzumerken wäre noch, dass diese Trennung der Inputs in allen Blöcken der vorhandenen Simscape Standardbibliotheken vorgenommen wurde.

Die Ursachen der Berechnungsfehler im Simscape Modell durch den Kompilervorgang gelten auch für diese Komponente und sind im Kapitel 3.2.2.) *Stoffgrößen* unter den programmtechnischen Erkenntnissen ausführlich erklärt.

3.2.10.) weitere Quellen- / Senkenmodule

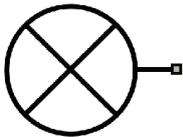
Für die gesamte Simulation des ORC-Turbogenerators werden noch weitere Quellen- und Senkenblöcke verwendet, welche in diesem Kapitel kurz beschrieben werden.

Einfache Quelle



Die Komponente `quelle_HE_Test.ssc` fungiert als Quelle für die Größen Druck und Temperatur, welche auch als Eingabeparameter gefordert werden. Dieser Block wird sowohl im Thermoöl- als auch im Heißwasserkreislauf gebraucht bzw. stellt die Systemgrenze der Simulation dar.

Einfache Senke



Der Simscape Block `senke_HE_Test.ssc` dient als Senke für alle Größen die am Knoten anliegen, also Druck, Temperatur und Massenstrom. Dieser wird sowohl im Thermoöl- als auch im Heißwasserkreislauf verwendet und stellt die Systemgrenze der Simulation dar.

Volumenstrom-Quellenmodul



Für die Vorgabe eines Volumenstroms wurde dieser Block `vsource_HE_Test.ssc` entwickelt. Um damit vorzeichenrichtig zu rechnen, muss der Eingabewert positiv sein und beim Einbau auf die Flussrichtung geachtet werden. Druck und Temperatur bleiben beim Durchlaufen der Komponente konstant. Da an den Knoten der Massenstrom als Flussvariabel gefordert wird, muss dieser im Block über die Dichte des anliegenden Mediums und dem angegebenen Volumenstrom ermittelt werden. Durch eine interne Stoffparameterprüfung kann sowohl ein Medium des Hauptkreislaufes (Enthalpie direkt hinterlegt), als auch ein

Nebenkreislauffluid (Enthalpie über c_p berechnet) angelegt werden. Solch ein Modul wird im Thermoölkreislauf verwendet, da speziell in Großarl nur der Volumenstrom des Thermoöls bekannt ist.

Einfaches Massenstrom-Quellenmodul



Die Komponente `msource_HE_Test.ssc` dient zur einfachen Vorgabe eines Fluidmassenstroms. Um damit vorzeichenrichtig zu rechnen, muss der Eingabewert positiv sein und beim Einbau auf die Flussrichtung geachtet werden. Druck und Temperatur bleiben beim Durchlaufen des Blockes konstant. Verwendung findet dieser im Heißwasserkreislauf des ORC-Prozesses.

Mehrfache Temperatur-Quelle



Der Simscape Block `Tsource_HE_Test.ssc` gibt die eingegebene Temperatur an beide Knoten aus, also in beide Richtungen. Der am Eingang anliegende Druck passiert die Komponente unverändert. Eingebaut ist dieser Block sowohl im Thermoöl- als auch im Heißwasserkreislauf.

3.3.) Beschreibung des Gesamtmodells

All die in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Komponenten werden benötigt, um ein vollständiges Simulationsmodell eines ORC-Turbogenerators zu erstellen. Im Anhang ist unter B2.) *Übersicht des Simscape Modells eines ORC-Turbogenerators* eine Übersicht des Simscape Modells `ORC_Process_V4.slx` enthalten welche zur Kalkulation des Prozesses verwendet werden kann.

Erkennbar sind in dieser Abbildung die Nebenkreisläufe des Thermoöls bzw. des Heißwassers, sowie der Hauptkreislauf (Silikonöl), welcher die Modelle der einzelnen Bauteile eines ORC-Prozesses enthält. Ebenso muss in jeder Simulation ein Lösungsblock `Solver Configuration` enthalten sein, welcher die Kalkulationen vornimmt. Das Programm empfiehlt beim Gebrauch von Simscape einen „steifen“ Solver, weshalb der Löser `ode15s` verwendet wird. Weiters wurde eine Simulationsdauer von 3 Sekunden eingestellt, um die Rechenzeit zu verkürzen. Es wird hier ausschließlich statisch gerechnet, weshalb die Simulation bei allen Zeitschritten dieselben Ergebnisse liefert.

Um den Kreislauf anschaulicher zu gestalten, wurden aus allen zusammengehörigen Simscape Komponenten diverse Subsysteme gebildet, welche nun kurz erläutert werden. Den Aufbau der Subsysteme findet man im Anhang unter B3.) *Subsysteme des Simscape ORC-Turbogenerators*.

Subsystem Pumpe

In diesem Subsystem sind die Simscape Blöcke *Pumpe* und *Massenstrom-Quellenmodul für den ORC-Kreislauf* enthalten (siehe Abbildung B3.1). Beide stellen in Kombination ein ausreichend genaues Simulationsmodell einer realen Pumpe dar. Die Massenstromkomponente benötigt für die interne Regressionsberechnung den Wert der Überhitzung im Verdampfer, welcher über den Simulink Block: `From` bereitgestellt wird. Da man diese Größe aus einem anderen Subsystem anfordert, muss diese global zur Verfügung gestellt werden. Um das Simulink Signal in ein physikalische Simscape Größe zu konvertieren wird ein sogenannter `Simulink-PS Converter` zwischengeschaltet.

Subsystem Turbine

Das Subsystem der Turbine (Abbildung B3.2) beinhaltet lediglich den Block *Turbine*. Dieser nutzt den Kondensatordruck für die Regression des Verdampferdruckes, weshalb p_{Kond} global über einen `From` Block bzw. einen `Simulink-PS Converter` eingespielt wird.

Subsystem Verdampfer

Im Verdampfersubsystem (Abbildung B3.3) sind der primär- und sekundärseitige Block des *Verdampfers* eingebaut. Das eingehende Signal des Kondensatordrucks wird wieder mittels eines entsprechenden Konverters an den Verdampfer weitergegeben. Der Wert der Überhitzung, welchen man für den Block *Massenstrom Quellenmodul* benötigt, wird vom Sekundärblock ausgegeben und über einen `Goto` Block global weitertransportiert. Da dieser Block einen Simulink Knoten besitzt, muss das Signal zuerst über einen `PS-Simulink Converter` umgewandelt werden. Zwischengeschaltet sollte auch ein `Memory` Block sein, welcher das eingehende Signal um einen Zeitschritt versetzt weitergibt. Sonst wird nämlich eine Berechnungsschleife (algebraic loop) implementiert, die zu Rechenfehlern führen kann.

Subsystem Kondensator

Dieses Subsystem (Abbildung B3.4) besteht lediglich aus dem Blockverbund *Kondensator*, welcher an die jeweiligen Kreisläufe angeschlossen ist. Das Ausgabesignal des Kondensatordrucks wird wieder über einen `Goto` Block (inkl. der benötigten Vorschaltungen) global bereitgestellt.

Subsystem Vorwärmer

In diesem System sind nur die beiden Blöcke des *Vorwärmers* zu finden, welche in den entsprechenden Kreisläufen eingebunden wurden (siehe Abbildung B3.5). Es werden hier keine physikalischen Ein- bzw. Ausgabesignale verarbeitet.

Subsystem Regenerator

Im Regeneratorsubsystem sind beide *Regeneratormodelle* parallel in den ORC Kreislauf eingebunden, wobei immer eines der beiden nicht aktiviert ist (siehe Abbildung B3.6). Der Grund für diese Implementierung ist die unterschiedliche Berechnungsweise der Modelle. Während das Hauptmodell alles im Primärblock kalkuliert, werden beim Zusatzmodell beide Blöcke verwendet. Das führt zu dem Effekt, dass bei bestimmten Kombinationen von Regressionsberechnungen in anderen Blöcken, das eine Regeneratormodell rechnen kann, während das andere eine Fehlermeldung produziert. Dazu wurden alle möglichen Kombinationen mit beiden Modellen auf eine mögliche Kalkulation überprüft, wobei die Resultate im Anhang unter B4.) *Regressionskombinationen* zu finden sind.

In den Tabellen sind alle Parameter aufgetragen, welche über Regressionsbeziehungen berechnet werden können. Bei einer eingetragenen 1 wurden die hinterlegten Formeln verwendet, während bei einer 0 der Wert manuell vorgegeben wurde. Daraus ergibt sich, dass das Hauptberechnungsmodell ein Simulationsergebnis liefert, solange nicht die Parameter der Turbinenwirkungsgrade $\eta_{s,Turb} / \eta_{ges,Turb}$, des Verdampferdruckes p_{Verd} und Kondensatordruckes p_{Kond} in Kombination automatisch berechnet werden sollen. Dies trifft natürlich auch zu, wenn die Regressionsbeziehungen aller Parameter benötigt werden. Für diese Fälle wird dann das Zusatzmodell zur Kalkulation des Regenerators herangezogen.

Subsystem Schleife

Kreisläufe in Simscape benötigen mindestens eine Referenz zur Berechnung des Modells, welche durch einen Reference Block dargestellt wird. Falls dieser nicht vorhanden ist, blockiert das Programm die Simulation und wirft eine Fehlermeldung aus. [11]

Problematisch ist die Implementierung einer Referenz jedoch bei Kreisprozessen. Wenn an einem Punkt ein Reference Block alle Werte der verwendeten Potential- und Flussvariablen vorgibt, kann kein Kreislauf berechnet werden, da die Variablen ständig von der Referenz überschrieben werden. In unserem Fall bedeutet das (falls die Referenz zwischen Pumpe und Kondensator eingebunden ist), dass die Pumpe mit den Referenzwerten zu kalkulieren beginnt, weitere Blockberechnungen folgen, bis der Kondensator seine berechneten Werte an das Pumpenmodell weitergeben will. Der Reference Block überschreibt jedoch diese, wodurch keine Rückkoppelung implementiert werden kann.

Um trotzdem eine funktionierende Kreislaufsimulation durchführen zu können, wurde ein Konstrukt aus diversen Referenzblöcken erstellt, welches im Subsystem der Schleife zu finden ist (siehe Abbildung B3.7). Hierbei werden die Werte der Eingangsvariablen in den Eingangsblock eingelesen, und an die Referenz `Loop Reference` weitergegeben. Dieser stellt den von Simscape geforderten Referenzblock dar, welcher aber diesmal keine konstanten Werte vorgibt, sondern die berechneten Größen des Kondensators an den ORC Kreislauf weiterleitet. Zusätzlich werden zwischen dem Eingang und der Referenz Zusatzblöcke eingebaut, die alle Variablen unverändert weiterleiten, um Fehlermeldungen seitens Simscape zu verhindern. Durch dieses Schleifenkonstrukt kann dem Programm eine statische Referenz vorgegaukelt, und somit die Kreislaufberechnung geschlossen werden. Wichtig beim Einbau des Subsystems ist, dass es an einer Stelle des ORC Kreislaufes sitzt, wo die Potentialvariablen p und T nur in eine Richtung weitergegeben werden und nicht gegenläufig. Darum ist dieses Subsystem zwischen Pumpe und Kondensator zu finden.

4.) Konzepte zur Anlagendiagnose

Da das Berechnungstool neben der Simulation des ORC-Turbogenerators auch fehlerhafte Betriebszustände der Hauptkomponenten erkennen soll (Diagnose), wurden Grenzwerte für diverse Betriebsparameter ermittelt bzw. die Ursache für außerordentliche Zustände bestimmt. Nachfolgend sind diese Diagnosekonzepte für jedes Bauteil einzeln aufgeführt.

4.1.) Pumpe

4.1.1.) Pumpenleistung / Leistung der Hilfsaggregate

Zur Überprüfung der Pumpenleistung bzw. Leistung der Hilfsaggregate wurde der Messwert AUX_POT_ATT_KW auf die gemessene Turbinenleistung GEN_POT_ATT_KW bezogen. Falls dieser prozentuelle Faktor φ_P einen Grenzwert überschreitet, ist dies ein Nachweis für eine überproportional hohe Pumpenleistung.

$$\varphi_P = \frac{AUX_POT_ATT_KW}{GEN_POT_ATT_KW} \cdot 100 > (Grenze_PelP + offset) \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1 \right)$$

Hierfür wurden nicht die Ergebnisse aus der Simulation genutzt ($P_{el,Pump}$, $P_{el,Turb}$) sondern die zugehörigen Messwerte, da speziell AUX_POT_ATT_KW mit der benötigten elektrischen Pumpenleistung schwer vergleichbar ist. Dieser Messwert beinhaltet nämlich, neben $P_{el,Pump}$, auch die Leistungen der Schmieröl- und Vakuumpumpe, weshalb er als Leistungsgröße der gesamten Hilfsenergie deklariert ist. Den größten Anteil von ca. 70% macht aber immer noch die Leistung der Arbeitsmittelpumpe aus.

Das Limit Grenze_PelP ist abhängig von der gemessenen Turbinenleistung und wurde aus den gesamten Messdaten aus 2005/06 entwickelt (siehe Abbildung 4.1), da die Messwerte aus 2013 bereits einen erhöhten Leistungsfaktors aufwiesen. Die daraus gebildete Regressionskurve wurde mit einem Offset von 0,5 % versehen, um die Obergrenze für die Pumpenleistung zu erstellen. Die exakte Regressionsformel, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: C1.) *Mathematische Formulierung der Diagnose-Regressionen* zu finden. Zusätzlich wird dieser Wert aus der Funktion Grenze_PelP mit einer Abweichung (variation) von 3% multipliziert, um den Grenzwert „weicher“ zu gestalten.

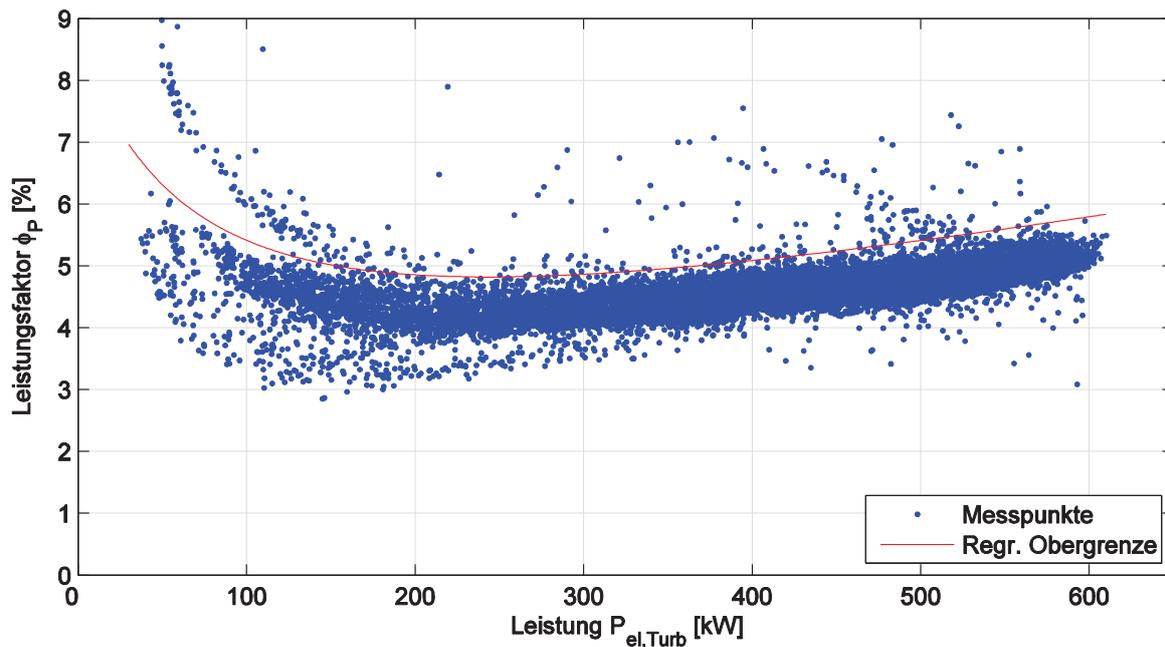


Abbildung 4.1: Leistungsfaktor Pumpe abhängig von der Turbinenleistung, Daten aus 2005/06

Eine Ursache für eine erhöhte Pumpenleistung kann einerseits ein vergrößerter Druckverlust im ORC Kreislauf sein, andererseits führt eine schadhafte Pumpe (hohe Lagerverluste, große Spiele / Spalte, Ablagerungen, usw.) zum gleichen Phänomen. Weiters ist auch ein beschädigter Generator (bzw. Turbine) nicht ganz auszuschließen, weil dadurch die produzierte elektrische Leistung sinkt und damit den Leistungsfaktor ϕ_P erhöht. Wird diese Obergrenze jedoch nur sporadisch übertreten (1-2 mal pro Tag), so kann der Grund auch in einer fehlerhaften Messung der beiden Leistungsgrößen liegen (Ausreißer).

4.1.2.) Druckverlust im ORC-System

Aus den vorhandenen Messdaten aus 2013 konnte man ableiten, dass die Pumpendrehzahl IC113 im Prinzip nur vom Verdampfendruck CPT104 abhängig ist (siehe Abbildung 4.2). Der Massenstrom des ORC-Arbeitsfluids hat so gut wie keinen Einfluss auf diese Größe. Aus diesem Zusammenhang wurde eine Regressionskurve erstellt wobei die genaue Formel, sowie deren Koeffizienten, im Anhang unter dem Kapitel: C1.) *Mathematische Formulierung der Diagnose-Regressionen* zu finden ist. Hierfür wurden keine Messwerte aus 2005/06 genutzt, da in dieser Zeit höhere Pumpendrehzahlen für ein bestimmtes Druckniveau im Vergleich zu 2013 benötigt wurden. Dies stellt nämlich einen ungünstigeren Betriebszustand hinsichtlich eines erhöhten Druckverlustes dar, weshalb diese Messwerte zur Bestimmung einer hinterlegten Obergrenze ungeeignet sind.

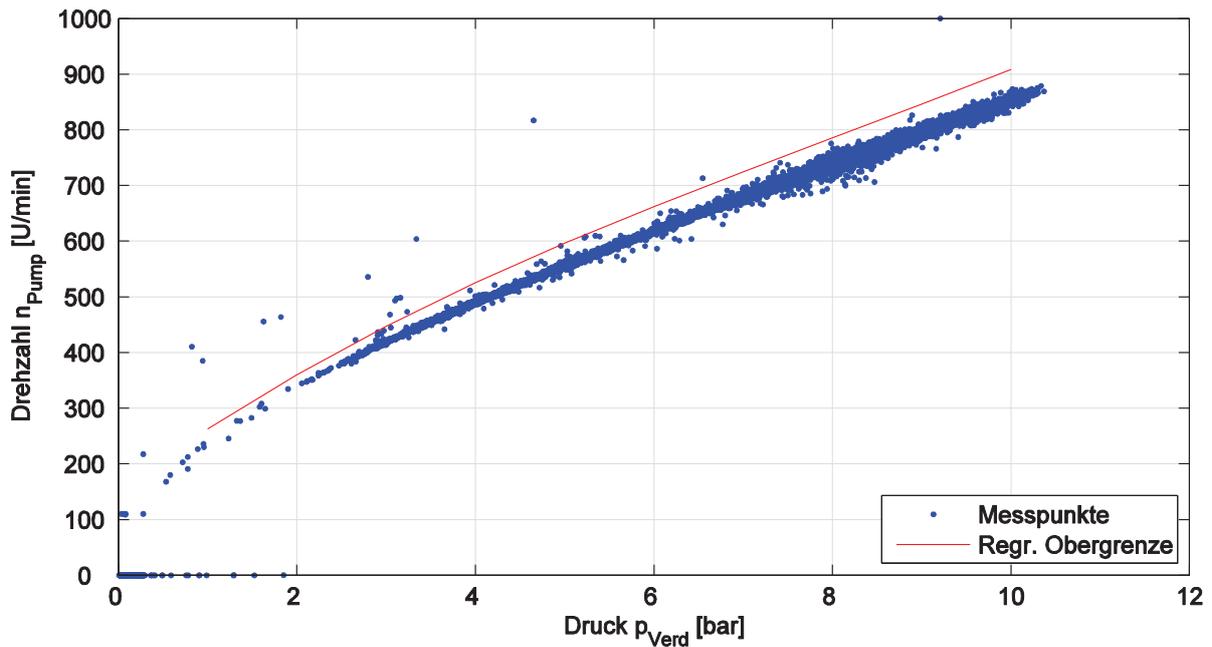


Abbildung 4.2: Pumpendrehzahl abhängig vom Verdampfdruck, Daten aus 2013

Diese Proportionalität zwischen Pumpendrehzahl und Verdampfdruck wird in der Diagnose einerseits dazu verwendet, um einen erhöhten Druckverlust im System zu detektieren. Er führt nämlich zu einer Steigerung der Pumpendrehzahl, um den entsprechenden Druck im Verdampfer zu gewährleisten. Somit wird überprüft, ob die aus obiger Beziehung ermittelte Pumpendrehzahl n_{Pump} kleiner ist als die tatsächliche bzw. gemessene Drehzahl.

$$IC113 > n_{Pump} \cdot \left(1 + \frac{offset}{100}\right) \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1\right)$$

Da die Messwerte bei größerer Drehzahl mehr streuen, wird zur Bestimmung der Obergrenze ein relativer Offset von 2% hinzugerechnet. Zusätzlich wird eine Toleranz bzw. Abweichung von 3% geduldet. Ursache für eine Abweichung der Werte können Ablagerungen in den Rohrleitungen bzw. in den Wärmetauschern sein, wobei ein Pumpenschaden nicht ausgeschlossen werden sollte.

Andererseits kann der Zusammenhang verwendet werden, um etwaige innere Abnützungen der Hauptkomponenten festzustellen. Falls diese nämlich durch Erosion des strömenden Silikonöls verschliffen werden, kann ein sinkender Druckverlust ein Indiz dafür sein. Durch zu großen Verschleiß besteht dann die Gefahr einer Leckage im ORC Kreislauf. Darum wird die gemessene Pumpendrehzahl mit der (aus obiger Beziehung) berechneten Drehzahl

$n_{pump} = f(CPT104)$ verglichen. Falls der Messwert kleiner ist, kann auf einen niedrigeren Druckverlust im System und somit eine erhöhte Komponentenabnutzung geschlossen werden.

$$IC113 < n_{pump} \cdot \left(1 - \frac{offset}{100}\right) \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

Wegen der Messwertstreuung wird für die Bestimmung der Untergrenze ebenfalls ein relativer Offset von 2% einbezogen und eine Abweichung von 3% geduldet.

4.2.) Turbine

4.2.1.) Turbinenleistung (gemessen am Generator)

Als erstes wird überprüft, ob die simulierte Turbinenleistung $P_{el,Turb}$ (inkl. Generator) dem Wert der gemessenen Leistung $GEN_POT_ATT_KW$ entspricht. Einbezogen wurde dabei eine tolerierte Abweichung von +/- 3%.

$$GEN_POT_ATT_KW < P_{el,Turb} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

$$GEN_POT_ATT_KW > P_{el,Turb} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1\right)$$

Falls der Messwert außerhalb des Grenzbereichs liegt, wird mittels folgender Abfragen versucht die Ursache für eine Leistungsveränderung zu eruieren. Meist tritt eine Leistungsverminderung an der Turbine auf, eine Erhöhung ist eher unwahrscheinlich.

- 1) Es wird anfänglich überprüft, ob die Ein- und Ausgangszustände der Messung bzw. der Berechnung gleich sind. Dazu werden die jeweiligen spezifischen Enthalpien aus Temperatur- bzw. Druckwerten der Messung sowie der Simulation ermittelt.

$$h_{in,Turb,mess} = f(CPT104, TT106) \quad h_{out,Turb,mess} = f(CPT105, TT110)$$

$$h_{in,Turb,calc} = f(p_{Verd}, T_{in,Turb}) \quad h_{out,Turb,calc} = f(p_{Kond}, T_{out,Turb})$$

Damit ermittelt man die entsprechenden spezifischen Enthalpiedifferenzen und stellt sie anschließend gegenüber. Die Ober- und Untergrenze ergibt sich durch eine erlaubte Abweichung von +/- 3%, bezogen auf die Kalkulationswerte.

$$\Delta h_{mess} < \Delta h_{calc} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

$$\Delta h_{mess} > \Delta h_{calc} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1\right)$$

Bewegen sich die Enthalpiedifferenzen nicht innerhalb der Grenzen, so stimmen die berechneten Zustände der Turbine nicht mit der Messung überein. Eine genaue Ursache konnte nicht ermittelt werden. Es wird empfohlen die entsprechenden Drücke und Temperaturen der Messung manuell auf etwaige Ausreißer bzw. offensichtliche Messfehler zu überprüfen. Eine auftretende erhöhte Temperaturdifferenz über die Turbine kann jedoch ein Indiz für einen Schmieröleintritt in den ORC Kreislauf sein. Dies ist mit der separaten Diagnose des Schmieröleintritts gegenzuprüfen (genaue Erklärung ist dem entsprechenden Kapitel zu entnehmen).

- 2) Falls die Ein- und Ausgangsgrößen der Turbine übereinstimmen, wird kontrolliert, ob der Turbinenbypass eventuell undicht ist. Dies führt nämlich zu einem geringeren Arbeitsfluidmassenstrom, welcher die Turbine passiert, und damit zu einer Leistungsverringerung. Ein Indiz dafür ist u.a. ein erhöhter Druck im Kondensator, also wenn die Messung den Wert der Simulation übersteigt. Die Toleranz zur Obergrenze (variation) beträgt diesmal 10%, da die Druckmessung bei derart niedrigen Druckniveaus grundsätzlich mit großen Fehlern behaftet ist.

$$CPT105 > p_{Kond} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1\right)$$

Um sicherzugehen, kann diese Diagnosemeldung mit der entsprechenden Kontrolle des Kondensatordrucks gegengeprüft werden. Dafür dient die Indikatorvariabel Bypass_leaky, welche bei einer auftretenden Bypassleckage auf 1 gesetzt wird. Eine erhöhte Eintrittstemperatur in den Regenerator TT110 kann zusätzlich ein Nachweis für ein Leck im Bypass sein.

- 3) Wird auch eine Bypassundichtheit ausgeschlossen, so kann nach der Energiebilanz über die Turbine theoretisch nur mehr der Gesamtwirkungsgrad (inkl. Generator) der Grund für eine Leistungsabweichung bzw. -verminderung sein. Es wurde ja über die vorherigen Abfragen sichergestellt, dass Drücke und Temperaturen (und somit Δh) bzw. der Massenstrom des ORC Kreislaufes in Simulation und Messung übereinstimmen. Trotzdem wird diese Annahme durch die Kontrolle des Gesamtwirkungsgrades der Turbine überprüft. Dazu wird zuerst der Wirkungsgrad aus den Messwerten bestimmt, um ihn mit dem Wert aus der Simulation zu vergleichen. Lediglich der Massenstrom des

Arbeitsfluids ist ein ermittelter Wert, weil dieser nicht in den Messdaten vorhanden ist bzw. nicht mitgeloggt wird.

$$\eta_{ges,Turb,mess} = \frac{GEN_POT_ATT_KW}{\dot{m}_{WF} \cdot \Delta h_{mess}}$$

Diese „Messgröße“ wird dann dem gerechneten Wert des Gesamtwirkungsgrades aus der Simulation gegenübergestellt, wobei eine Abweichung von 3% erlaubt ist.

$$\eta_{ges,Turb,mess} < \eta_{ges,Turb,calc} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

Falls eine Verringerung des Wirkungsgrades eintritt, kann die Ursache u.a. eine Vergrößerung der Schaufelspiele / -spalte der Turbine sein, wobei dann eine Revision notwendig wäre. Weitere Ursachen können erhöhte Lagerverluste der Turbine bzw. des Generators sowie ein genereller Generatorschaden sein. Darum ist es auch wichtig, die maximal zulässigen Betriebsstunden beider Komponenten bis zum nächsten Service im Auge zu behalten. Trotz dieser Ursachenbestimmung sollte eine Verringerung des Durchflusses als Grund für eine Leistungsabnahme der Turbine nicht ganz ausgeschlossen werden, da nur eine Bypassundichtheit aus der Diagnose erkennbar ist.

- 4) Weichen auch die Werte der gesamte Turbinenwirkungsgrade nicht voneinander ab, obwohl die Turbinenleistungen der Messung bzw. der Simulation nicht übereinstimmen, so können keine konkreten aber mögliche Ursachen dafür gefunden werden.
 - Wie oben erwähnt kann man eine generelle Leckage der Turbine bzw. im ORC Kreislauf nicht komplett ausschließen, weswegen beim Auftreten einer Leistungsabnahme eine manuelle Dichtheitskontrolle durchgeführt werden sollte. Es hat sich gezeigt, dass vor allem die Gleitringdichtung bzw. die statische Dichtung (O-Ring) der Turbinenwelle nach ein paar Jahren nicht mehr ordnungsgemäß abdichtet, weshalb diese in regelmäßigen Abständen ausgetauscht werden sollte. Ein Zeichen für defekte Dichtungen ist ebenfalls ein Schmieröleintritt in die Turbine bzw. in den ORC Kreislauf. [18]
 - Ein weiterer Grund können auftretende Verschmutzungen der Turbinenschaufeln sein. Diese Ablagerungen treten nicht aufgrund von Schmieröleintritt, sondern infolge eines Lufteintrittes über eine wahrscheinlich vorhandene Leckage des Turbinengehäuses auf. Anzeichen für so einen Störfall wäre eine geringere Leistung im Vergleich zu einem Betriebspunkt gleicher Druckniveaus bzw. eine stark

erhöhte Überhitzung ($>10^{\circ}\text{C}$). Darum werden diese Parameter überwacht bzw. mit Standardwerten verglichen. Erhärtet sich der Verdacht von Ablagerungen an den Schaufeln, sollten diese gereinigt bzw. ein Turbinenservice veranlasst werden. [18]

4.2.2.) Schmieröltemperatur

Die Temperatur des Schmieröls für Welle und Lager der Turbine wird an vier verschiedenen Stellen gemessen: Turbinenspindel (TT120), Lager Generator (TT121), Lagerschmierung 1 der Turbine (TT210), Lagerschmierung 2 der Turbine (TT212). Da all diese Stellen über eine Zentralschmieranlage versorgt werden, gibt es eine gemeinsame Obergrenze für die maximale Öltemperatur, welche 80°C beträgt.

$$TT120; TT121; TT210; TT212 \geq 80^{\circ}\text{C}$$

Dieser Grenzwert stammt aus der Überwachungssoftware des T600 ORC-Turbogenerators. Zusätzlich sind die Maxima der gemessenen Öltemperaturen aus den vorhandenen Monaten von 2005/06 (Inbetriebnahme) ein Indiz für die Richtigkeit des Grenzwertes, da diese niemals 80°C überschritten hatten. Außentemperaturen haben keinen Einfluss auf die Öltemperaturen, da der Sammelbehälter des Öls bzw. das Kühlaggregat in der Nähe des Verdampfers installiert sind und somit bei annähernd konstanter Temperatur operieren. Tritt eine kontinuierliche Erhöhung der Temperaturen auf, so müssen die Flügel des Wärmetauschers vom Kühlaggregat der Zentralschmierung kontrolliert und gegebenenfalls mit Druckluft gereinigt werden. Wichtig dabei ist darauf zu achten, dass die Flügel des Wärmetauschers nicht beschädigt werden. [9]

Bringt die Reinigung des Kühlaggregats keine Abhilfe bei einer überhöhten Schmieröltemperatur, so kann die Ursache eine verstärkte Lagerreibung sein. In diesem Fall sollten die Turbinenlager auf Schäden geprüft werden.

4.2.3.) Schmieröleintritt in Turbine

Bei übermäßig vorhandenem Schmieröl in der Turbine bzw. im ORC Kreislauf kann die produzierte elektrische Leistung ebenfalls sinken. Kleine Mengen davon sind vernachlässigbar, jedoch sind bei einem Anteil von 10 - 20% des Arbeitsmediums die Auswirkungen auf die Turbinenleistung sehr groß. Dieses Problem zeigt sich einerseits durch eine dunkle Färbung des Arbeitsfluids (das reine Silikonöl besitzt eine weißliche, wasserartige Farbe). Andererseits kann die Anwesenheit von Schmieröl durch eine erhöhte Temperaturdifferenz über die Turbine erkannt werden. [18]

Um Temperaturdifferenzen einer fehlerfrei arbeitenden Turbine (ohne Undichtheiten und damit ohne Öleintritt) zu ermitteln, wurden alle verfügbaren Messdaten aus dem Jahr der Inbetriebnahme (2005/06) herangezogen und in Korrelation zur Turbinenleistung gebracht (siehe Abbildung 4.3). Messwerte aus dem Jahr 2013 wiesen bereits eine leicht erhöhte Temperaturdifferenz auf.

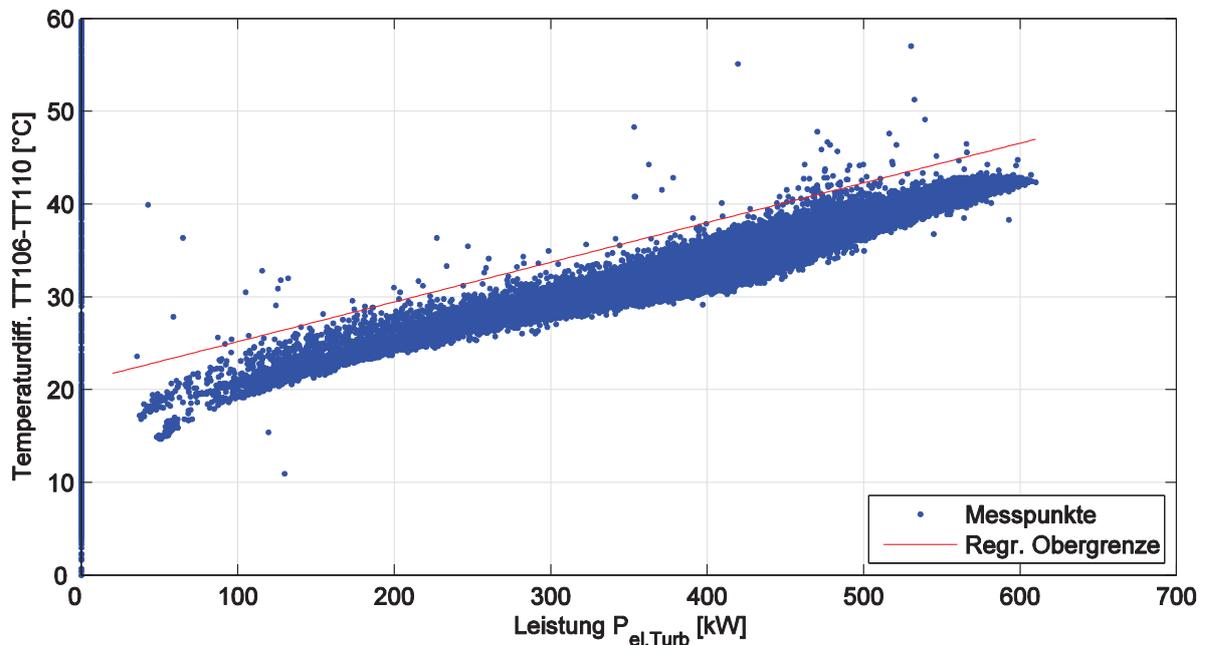


Abbildung 4.3: Temperaturdifferenz über Turbine, Daten aus 2005/06

Aus dieser Datenwolke wurde eine lineare Regressionslinie $\Delta T_{Turb,calc}$ entwickelt, welche in Verbindung mit einem Offset von 3°C , die zulässige Obergrenze der Temperaturdifferenz bildet, abhängig von der Turbinenleistung. Die exakte Regressionsgleichung, sowie deren Koeffizienten, sind im Anhang unter dem Kapitel: C1.) *Mathematische Formulierung der Diagnose-Regressionen* zu finden. Weiters wird eine Abweichung von 3% toleriert.

$$(TT106 - TT110) > (\Delta T_{Turb,calc} + offset) \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1 \right)$$

Wie im vorherigen Kapitel erwähnt, tritt oft eine Undichtheit beim statischen O-Ring bzw. der Gleitringdichtung der Turbinenwelle auf. Falls nun ein übermäßiger Schmieröleintritt diagnostiziert wird, ist es sehr wahrscheinlich, dass die Leckage an diesem Punkt auftritt. Deshalb sollten die Dichtelemente auf jeden Fall überprüft werden. Bei Vorhandensein von Schmieröl kann einfach Abhilfe geschaffen werden. Da das Schmieröl mit dem Arbeitsmittel nicht chemisch interagiert, kann es durch Installation eines Separators (kontinuierlich oder batchweise) in den ORC Kreislauf abgeschieden werden. [18]

4.3.) Verdampfer / Vorwärmer

4.3.1.) Verdampferdruck

Falls der gemessene Verdampferdruck nicht dem Wert aus der Simulation entspricht, wird ebenfalls eine Diagnosemeldung ausgegeben. Einbezogen wurde bei diesem Vergleich eine tolerierte Abweichung von +/- 3%.

$$CPT104 < p_{Verd} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

$$CPT104 > p_{Verd} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1\right)$$

Aus Messdaten verschiedener Jahre konnte mehrmals ein zu geringer Verdampferdruck verzeichnet werden, jedoch keine Erhöhung des Druckes.

Grund für die Abweichung des gemessenen Drucks im Verdampfer ist ein Rückkopplungseffekt des Kondensators. Nimmt der Heißwasserkreislauf im Kondensator weniger Wärmeenergie auf, so bildet sich dadurch weniger Kondensat im Verflüssiger. Aufgrund dessen reagiert die Regelung der Pumpe und drosselt die Drehzahl, welche direkt proportional zum Verdampferdruck ist (siehe Kapitel 4.1.2.) *Druckverlust im ORC-System*). Grundsätzlich bedeutet das: ist die Heißwassereintrittstemperatur zu hoch bzw. das heißwasserseitige Temperaturgefälle zu niedrig, wirkt sich dieser Zustand negativ auf den Druck im Verdampfer und somit auf die produzierte elektrische Leistung aus. In der nachfolgenden Abbildung ist dieser Zusammenhang gut zu erkennen. Ist die heißwasserseitige Temperatur am Kondensatoreintritt TT103 zu hoch, das heißt über 65 - 70°C, so kann der Verdampferdruck nicht gehalten werden und sinkt aufgrund des Rückkopplungseffektes ab. Dies verstärkt sich, je höher TT103 ist bzw. je geringer der Betrag des Temperaturgefälles über den Kondensator ausfällt. Da die Ausgangstemperatur des Heißwassers auf ca. 90°C geregelt wird, bestimmt die Eingangstemperatur die Temperaturdifferenz über den Kondensator.

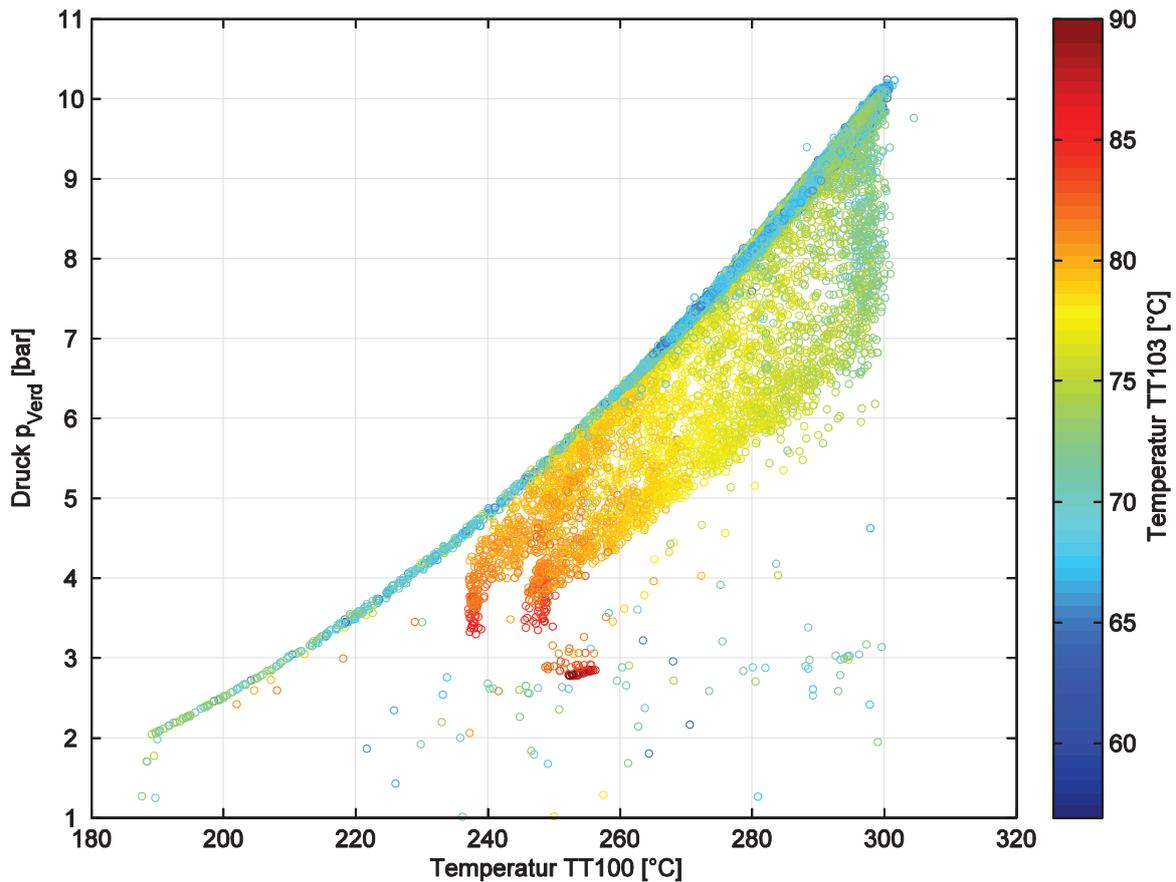


Abbildung 4.4: Verdampferdruck abhängig von Thermoöl-Eintrittstemperatur und Heißwassereintrittstemperatur, Daten aus 2013

4.3.2.) Überhitzung des Arbeitsfluids

Grundsätzlich wird die Überhitzung im Verdampfer des ORC Prozesses relativ klein gehalten. Turboden gibt an, dass ein idealer Wert im Bereich zwischen 3 – 8°C liegt. Liegt eine Überhitzung von 10°C vor, so wird die im Generator produzierte elektrische Leistung negativ beeinflusst. [18]

Ausgehend von einer konstanten zugeführten thermischen Leistung ist der Grund für eine Verminderung, dass bei einer höheren Dampfüberhitzung weniger Energie für den Verdampfungsprozess zur Verfügung steht. Somit wird weniger Silikonöl verdampft, was zu einer Abnahme des Durchflusses des ORC Kreislaufs und in weiterer Folge zur elektrischen Leistungsverminderung führt. Deshalb wird überprüft, ob sich die Überhitzungswerte im optimalen Bereich bewegen. Dazu wird dem Messwert des Verdampferaustritts die Siedetemperatur $T_{S,Verd}$ abgezogen, welche man mittels des Verdampferdruckes berechnet. Weiters wird bei der Kontrolle eine Toleranz (variation) von +/- 0.5°C erlaubt.

$$(TT106 - T_{S,verd}) < (3^{\circ}C - variation)$$

$$(TT106 - T_{S,verd}) > (8^{\circ}C + variation)$$

Bewegt sich der Wert nun außerhalb des Grenzbereichs, liegt die Ursache in einer vom Optimum abweichende Füllmenge des Verdampfers. Wie oben beschrieben, wird je nach Überhitzung mehr oder weniger Arbeitsfluid verdampft, wobei der Füllstand im Verdampfer die treibende Kraft darstellt. Ist dieser etwa geringer, so sind weniger Wärmetauscherrohre in das flüssige Silikonöl eingetaucht. Somit stehen mehr Rohrschlangen zur Überhitzung zur Verfügung. Ist jedoch mehr Medium im Sieder vorhanden, wird mehr Dampf produziert bzw. weniger überhitzt. Damit kann man abschließend sagen, ist die Überhitzung zu gering, so ist der Füllstand des Silikonöls im Verdampfer zu hoch bzw. sollte es teilweise abgelassen werden. Ist der Wert der Überhitzung jedoch zu hoch, ergibt sich eine zu geringe Füllmenge des Verdampfers. In diesem Fall sollte Silikonöl in kleinen Mengen nachgefüllt werden, um einen idealen Betriebszustand des Verdampfers zu erreichen.

4.3.3.) Messfehler / Leckage im Verdampfer

Im Simulationsmodell des ORC Prozesses wird die Wärmeleistung des Verdampfers (inkl. Vorwärmer) von beiden Seiten kalkuliert, also thermoölseitig sowie silikonölseitig. Wenn diese Werte miteinander verglichen werden bzw. sie sich stark voneinander unterscheiden, kann dies einerseits an einem fehlerhaften Messfühler liegen. Andererseits kann bei einer überhöhten Primärwärmeleistung auch eine Leckage im Wärmetauscher nicht ausgeschlossen werden. Da die Vergleichswerte im optimalen Zustand der Anlage ebenfalls differieren bzw. die sekundärseitigen Leistung (Silikonöl) grundsätzlich um eine Verlustleistung vermindert ist (welche aber nicht bestimmt werden konnte), wird eine Abweichung von +/- 15% toleriert, um die Grenzen weicher zu gestalten.

$$\dot{Q}_{prim,VerdVorw} > \dot{Q}_{sek,VerdVorw} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1 \right)$$

$$\dot{Q}_{prim,VerdVorw} < \dot{Q}_{sek,VerdVorw} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100} \right)$$

Essentiell bei dieser Gegenüberstellung der Werte ist, dass man die Primärleistung verlässlich richtig berechnet. Dazu ist die Kenntnis des Thermoöl-Volumenstroms $\dot{V}_{TÖL}$ notwendig, welcher laut Betreiber konstant 107,5 m³/h beträgt. Wird nun eine Störung diagnostiziert, sollte trotzdem die Eingabe des Durchflusses auf ihre Richtigkeit überprüft werden. Ist der Volumenstrom nicht bekannt, sollte man einen Wert von 1 m³/h vorgeben.

Dadurch erkennt die Diagnose, dass der Durchflusswert nicht zur Verfügung steht und gibt keine Fehlermeldungen zu diesem Thema aus.

4.3.4.) Pinch-Point (Grädigkeit)

Die Qualität der Wärmeübertragung im Sieder kann am besten über die Ermittlung der Grädigkeit bestimmt werden (siehe Abbildung 4.5).

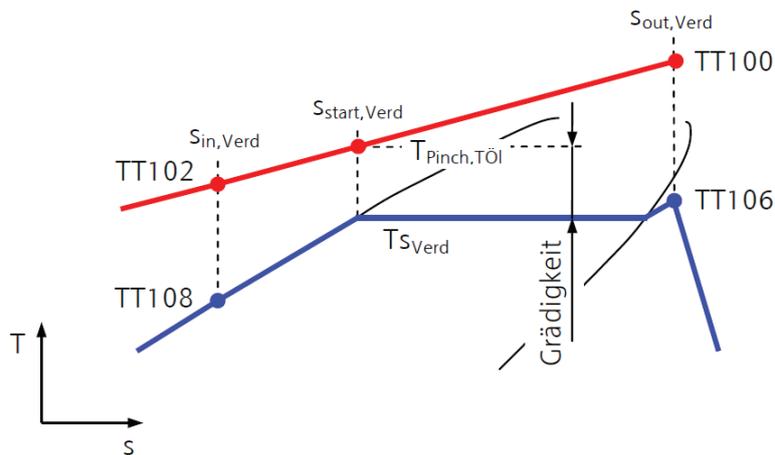


Abbildung 4.5: Grädigkeit Verdampfer - Thermoöl / Silikonöl

Dazu wird zuerst die spezifische Entropie am Ein- und Austritt des Verdampfers sowie am Beginn des Verdampfprozesses ermittelt.

$$s_{in,Verd} = f(CPT104, TT108) \quad s_{out,Verd} = f(CPT104, TT106)$$

$$s_{start,Verd} = f(CPT104, T_{S,Verd} - tol)$$

Um sicherzustellen, dass man nicht die Entropie am Beginn der Überhitzung ermittelt, wird ein Toleranzbetrag von 0,01°C von der Siedetemperatur abgezogen. Mit diesen Größen und den entsprechenden Temperaturen kann die dem Verdampfungsbeginn zugehörige Thermoöltemperatur $T_{Pinch,TÖl}$ interpoliert werden.

$$T_{Pinch,TÖl} = \frac{TT100 - TT102}{s_{out,Verd} - s_{in,Verd}} \cdot (s_{start,Verd} - s_{in,Verd}) + TT102$$

Somit kann die Pinch-Temperaturdifferenz bestimmt und mit einem Grenzwert verglichen werden. Eine optimale Grädigkeit wurde aus den gesamten Messdaten aus 2005/06 und 2013 ermittelt, wobei sich gezeigt hat, dass der Durchschnittswert in allen Jahren bei ca. 15°C lag. Somit wurde die Obergrenze für einen ausreichend guten Wärmeübergang auf

20°C festgelegt. Da man diesen Wert schon großzügig gewählt hat, wird keine zusätzliche Abweichung toleriert.

$$Grädigkeit = (T_{Pinch,Töl} - T_{S,Verd}) > 20^{\circ}C$$

Beläuft sich die Pinch-Temperaturdifferenz auf einen überdurchschnittlich hohen Wert, so ist dies ein Zeichen für einen schlechten Wärmeübergang im Verdampfer bzw. Verschmutzung der Wärmetauscherflächen.

4.4.) Kondensator

4.4.1.) Kondensatordruck

Zur Überprüfung des vorhandenen Kondensatordrucks wird der gemessene Wert mit einem entsprechenden zulässigen Grenzwert verglichen. Diese Obergrenze ergibt sich aus dem berechneten Druck der Simulation und einer zulässigen Abweichung von 10%. Die erlaubte Toleranz wurde so hoch gewählt, da die Messwerte bei diesem niedrigen Druckniveau stark fehlerbehaftet sind.

$$CPT105 > p_{Kond} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1 \right)$$

Zeigt sich, dass der vorherrschende Druck zu groß ist, wird durch weitere Diagnosen versucht die Ursache zu eruieren:

- 1) Die erste mögliche Ursache ist ein unzulässig großer Lufteintritt in den Kondensator. Da der Partialdruck der Luft höher ist als jener des gasförmigen Arbeitsmediums, steigt der Gesamtdruck des Gasgemisches, und somit auch der Kondensatordruck, an. Dieser stellt den Gegendruck der Turbine dar, wobei sich eine Erhöhung negativ auf die produzierte Turbinenleistung auswirkt. Das Vorhandensein nicht kondensierbarer Gase im Kondensator kann aus verschiedenen Zusammenhängen bzw. Effekten erkannt werden:
 - Ist die Temperatur TT126 im Sammelbehälter nicht kondensierbarer Gase bei laufendem Betrieb des ORC Turbogenerators relativ niedrig (30 – 35°C), so ist dies ein Anzeichen von vorhandener Luft in der Anlage. [9]

$$TT126 < 35^{\circ}C$$

- Weiters kann das übermäßige Vorhandensein von Luft im Kondensator über die Heißwasseraustrittstemperatur TT104 erkannt werden. Ein Indiz dafür ist, wenn die Temperaturdifferenz aus berechneter Siedetemperatur $T_{S,Kond}$ und TT104 einen Wert von $4^{\circ}C$ überschreitet. [9]

$$T_{S,Kond} = f(CPT105)$$

$$(T_{S,Kond} - TT104) > 4^{\circ}C$$

Die Kondensationstemperatur wurde wiederum aus den Stoffdaten des verwendeten Silikonöls in Abhängigkeit des gemessenen Drucks ermittelt.

- In ähnlicher Weise wird die Temperatur des Kondensats TT112 überprüft. Bei einwandfreiem Betrieb des Kondensators entspricht sie ungefähr der kalkulierten Siedetemperatur $T_{S,Kond}$. Herrscht aber ein höherer Druck im Kondensator vor, steigt auch die berechnete Temperatur $T_{S,Kond}$ an. Falls aber übermäßig viel Luft im Kondensator existiert, ist dies der Grund für die Druckerhöhung, weil dann nämlich ein Stoffgemisch aus Luft und dampfförmigen Silikonöl vorhanden ist. Deshalb kann die Stoffbeziehung der Siedetemperatur zum vorherrschenden Druck nicht mehr fehlerfrei verwendet werden. Abschließend bedeutet das, ist Luft vorhanden, so sinkt die tatsächliche Kondensationstemperatur ab (im Vergleich zu jener des reinen Arbeitsmediums). Ebenso wird bei diesem Wertevergleich eine Abweichung von 3% toleriert.

$$TT112 < T_{S,Kond} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

Treffen nun zwei der drei Kriterien für Lufteintritt zu, so wird eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben, dass gewisse Indizien dafür vorhanden sind. Bestätigen sich alle drei Kriterien, ist ein Vorhandensein nicht kondensierbarer Gase sehr wahrscheinlich.

Falls im Kondensator solche Gase vorhanden sein sollten, wird grundsätzlich die Vakuumpumpe in Betrieb genommen, welche diese absaugt um den Kondensatordruck niedrig zu halten. Tritt jedoch zu viel Luft ein, steigt der Kondensationsdruck unweigerlich an. Ein weiteres Anzeichen für übermäßigen Lufteintritt kann somit auch eine ununterbrochen laufende Vakuumpumpe sein.

- 2) Stellt sich eine Überhöhung des Kondensatordruckes ohne übermäßigen Lufteintritt ein, so wird geprüft, ob eine Undichtheit des Turbinenbypasses vorliegt. Diese Kontrolle erfolgte bereits im Diagnoseteil der Turbine, wobei ein Leck in der Bypassleitung durch die Indikationsvariabel $Bypass_leaky = 1$ aufgezeigt wird. Ist dies der Fall, liefert ein zu großer Druckwert im Kondensator ein weiteres Indiz für eine Leckage.
- 3) Trifft die obige Ursache ebenfalls nicht zu, kann der Grund für einen hohen Kondensatordruck eine mögliche Degradation des ORC Arbeitsmediums sein. Stoffanalysen haben ergeben, dass ein gebrauchtes Silikonöl (speziell Siloxan) mit der Zeit verschiedene Fraktionen bildet, also chemisch nicht stabil ist. Dies hängt von der Arrheniustemperatur, von der Anwesenheit von Schadstoffen (Metalle, Wasser, Säuren,...) oder von zufälligen Faktoren ab (Lufteintritt, kleine Verluste,...). Ist das Silikonöl zu stark degradiert, muss es ausgetauscht werden. Zu erwähnen wäre noch, dass dieser Effekt vorwiegend bei Arbeitsmedien auftritt, die seit mehreren Jahren kontinuierlich in der ORC Anlage verwendet werden (z.B. ORC-Turbogenerator Toblach, Austausch des Siloxans nach 7 Jahren). [18]

4.4.2.) Messfehler / Leckage im Kondensator

Im Simulationsmodell wird die Wärmeleistung des Kondensators sowohl silikonölseitig, als auch heißwasserseitig berechnet. Somit können diese Werte miteinander verglichen werden, um mögliche Messfehler, aber auch eine vorhandene Leckage im Wärmetauscher festzustellen. Weichen diese beiden Werte stark voneinander ab, kann dies ein Indiz für die genannte Messstörung sein. Ist die primäre Wärmeleistung im Kondensator stark überhöht, kann ein Schaden im Wärmetauscher nicht ausgeschlossen werden. Weiters wird eine erlaubte Toleranz (variation) von +/- 15% einbezogen, da die Primärleistung aufgrund von Wärmeverlusten stets einen größeren Wert besitzt.

$$\dot{Q}_{prim,Kond} > \dot{Q}_{sek,Kond} \cdot \left(\frac{variation}{100} + 1 \right)$$

$$\dot{Q}_{prim,Kond} < \dot{Q}_{sek,Kond} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100} \right)$$

Wichtig bei diesem Vergleich dieser Größen ist, dass man die Sekundärleistung richtig berechnet. Dazu ist die Kenntnis des Heißwassermassentroms notwendig. Ist dieser nicht bekannt, sollte ein Wert von 1 kg/s im entsprechenden Simscape Block vorgegeben werden, weil die Diagnose dies als Unkenntnis des Massenstroms wertet. Somit kann verhindert werden, dass ständig eine Fehlermeldung ausgegeben wird.

Überschreitet die silikonölseitige Wärmeleistung den Grenzwert, so ist dies ein Indiz für eine schlechtere Wärmeübertragung bzw. eine Verschmutzung der Wärmetauscherflächen des Kondensators. Ebenso besteht jedoch die Möglichkeit, dass der eingegebene Massenstrom des Wassers nicht dem realen Wert entspricht bzw. zu niedrig gewählt wurde. Wird der Grenzwert unterschritten, so zeichnet sich eine fehlerhafte Berechnung ab. (es kann nicht mehr Wärme vom Heißwasser aufgenommen werden, als primärseitig zugeführt wurde). Deshalb kann man annehmen, dass der Eingabewert des Massenstroms zu hoch vorgegeben wurde.

4.4.3.) Pinch-Point (Grädigkeit)

Weiters kann die Güte der Wärmeübertragung im Kondensator über die Bestimmung der Grädigkeit ermittelt werden (siehe Abbildung 4.6).

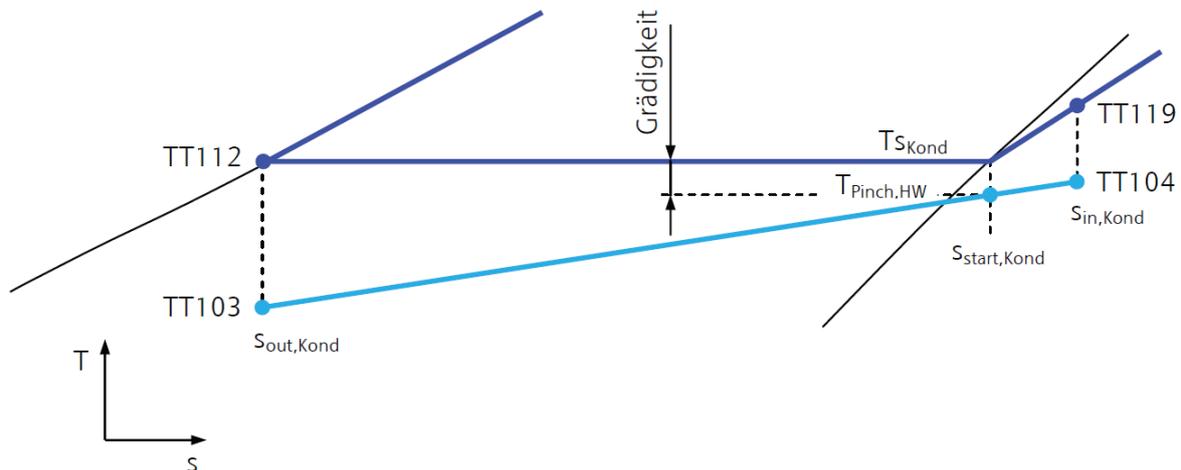


Abbildung 4.6: Grädigkeit Kondensator - Silikonöl / Heißwasser

Dazu wird zuerst die spezifische Entropie am Ein- und Austritt des Kondensators sowie am Beginn des Kondensationsprozesses ermittelt.

$$s_{in,Kond} = f(CPT105, TT119) \quad s_{out,Kond} = f(CPT105, TT112)$$

$$s_{start,Kond} = f(CPT105, T_{S,Kond} + tol)$$

Um sicherzugehen, dass man nicht die Entropie am Ende der Kondensation ermittelt, wird zur Siedetemperatur einen Toleranzbetrag von 0,01°C hinzugerechnet. Mit obigen Größen und den entsprechenden Temperaturen kann man die dem Kondensationsstart zugehörige Thermoöltemperatur $T_{Pinch,HW}$ interpolieren.

$$T_{Pinch,HW} = \frac{TT104 - TT103}{s_{in,Kond} - s_{out,Kond}} \cdot (s_{start,Kond} - s_{out,Kond}) + TT103$$

Damit kann die Grädigkeit bestimmt bzw. mit einem Grenzwert verglichen werden. Eine optimale Grädigkeit im Kondensator wurde mithilfe der gesamten Messdaten aus 2005/06 und 2013 ermittelt. Es ergab sich ein Durchschnittswert von ca. 6 - 7°C, weshalb die besagte Obergrenze auf 10°C fixiert wurde. Da dieser Wert schon großzügig gewählt wurde, toleriert man keine zusätzliche Abweichung.

$$\text{Grädigkeit} = (T_{S,Kond} - T_{Pinch,HW}) > 10^{\circ}C$$

Nimmt nun die Pinch-Temperaturdifferenz einen überdurchschnittlich hohen Wert an, ist dies ein Indiz für eine schlechte Wärmeübertragung im Kondensator bzw. eine Verschmutzung der Wärmetauscherflächen.

Es ist noch festzuhalten, dass laut R. Bertanzi ein Wert von ca. 4°C eine optimale Grädigkeit im Kondensator darstellt. Dieser wurde aber in der Diagnose nicht implementiert, da solch ein niedriger Wert annähernd zu keinem Zeitpunkt eingehalten werden konnte, nicht einmal im Jahr der Inbetriebnahme.

4.5.) Regenerator

4.5.1.) Verschmutzung der Wärmetauscherflächen

Um eine eventuelle Verschmutzung des Regenerators zu erkennen, werden die jeweiligen simulierten Austrittstemperaturen mit den entsprechenden Messwerten gegengeprüft. Vorher muss aber noch untersucht werden, ob die Eingangstemperaturen die gleichen Werte besitzen. Eine Abweichung von +/- 3% ist zulässig.

$$TT110 > T_{in,Reg,prim} \cdot \left(1 - \frac{\text{variation}}{100}\right) \qquad TT112 > T_{in,Reg,sek} \cdot \left(1 - \frac{\text{variation}}{100}\right)$$

$$TT110 < T_{in,Reg,prim} \cdot \left(\frac{\text{variation}}{100} + 1\right) \qquad TT112 < T_{in,Reg,sek} \cdot \left(\frac{\text{variation}}{100} + 1\right)$$

Falls die obigen Temperaturen nicht näherungsweise übereinstimmen, kann keine weitere Aussage getroffen werden. Passen die Temperaturen ausreichend gut zusammen, werden weiters die Austrittstemperaturen des Regenerators überprüft. Wird wegen Verschmutzung der Wärmetauscherflächen weniger Wärmeleistung von der kalten Sekundärseite aufgenommen als abgegeben, sinkt die reale Austrittstemperatur TT109 bezogen auf die (theoretisch verlustfreie) berechnete Austrittstemperatur $T_{out,Reg,sek}$ ab. Ebenso ist die heiße

Primärseite wärmeverlustbehaftet, was ebenfalls zu einer Verminderung der Austrittstemperatur TT119 im Vergleich zur verlustfrei berechneten Temperatur $T_{out,Reg,prim}$ führt. Für diese Überprüfung ist eine Toleranz von 3% zulässig.

$$TT119 < T_{out,Reg,prim} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

$$TT109 < T_{out,Reg,sek} \cdot \left(1 - \frac{variation}{100}\right)$$

Trifft eines der beiden Kriterien zu, kann auf eine Verschmutzung der Regenerator Wärmetauscherflächen geschlossen werden.

Diese Betrachtungen haben, im Vergleich zu den anderen Diagnosen, nur geringe Aussagekraft, da lediglich ein ideales Berechnungsmodell der Simulation mit realen Messwerten verglichen wird. Zusätzlich spielt auch die Eingabe des Wärmeverlustes im Regenerator bei der Bestimmung der Ausgangstemperaturen eine entscheidende Rolle. Weiters hat diese Diagnose keinen direkten physikalischen Hintergrund, da richtigerweise die Enthalpien bzw. Wärmeleistungen verglichen werden müssten und nicht einfach die Temperaturen.

5.) Resultate und Diskussion

In diesem Kapitel werden sowohl die Verwendung des Simscape Modells des ORC-Turbogenerators T600, als auch die Gründe für die Leistungsverminderung der Anlage in Großarl erläutert.

Wie in der Fragestellung beschrieben, sollte ein Simulationstool zur Nachrechnung einzelner Betriebspunkte, als auch ein Diagnosetool erstellt werden. Grundsätzlich verwendet man ein und dasselbe Modell für beide Anwendungen. Jedoch wird es über zwei unterschiedliche MATLAB-Files angewendet, welche das Modell starten und auswerten. Diese Bedienungsfiles werden anhand eines Beispiels hinsichtlich ihrer Handhabung bzw. der Outputs in den beiden nachfolgenden Unterkapiteln kurz beschrieben.

5.1.) Modul „Manueller Input“

Wie oben erklärt, dient dieses Tool zur manuellen Überprüfung bzw. Nachrechnung einzelner Betriebspunkte der ORC Anlage. Ein- und Ausgaben für das Simulationsmodell werden über die Datei `INPUT_ORC_Process_V4.m` koordiniert bzw. erstellt. Dazu wird in der Inputsektion des MATLAB Files unter anderem ein Satz von Messdaten händisch eingegeben. Weiters wird die Eingabe zusätzlicher Parameter gefordert, welche in drei weitere Kategorien unterteilt werden. Daraus ergibt sich der folgende Gesamtinput:

- 1) Diverse Messdaten (TT100, TT101, TT102, TOP, TT103, TT104, IC113)
- 2) Parameter, welche wahlweise eingegeben oder automatisch berechnet werden können (`m_MDM`, `eta_mP`, `eta_sT`, `eta_gesT`, `p_VERD`, `p_KOND`, `kA_Reg`)
- 3) Parameter, welche eingegeben und zwingend für eine richtige Berechnung benötigt werden (`eta_sP`, `dT_UH`)
- 4) Parameter, welche zwar eingegeben werden müssen, jedoch bei Unwissenheit auf den Default-Wert belassen werden können, ohne die Simulation gravierend zu verfälschen (`v_TOel`, `Q_Loss`, `dT_UK`, `dp_REGprim`,...)

Startet man nach der Werteeingabe das MATLAB File, so wird der ORC Prozess mit diesen Berechnungsgrößen simuliert und danach die Ausgaben angezeigt. Wichtig hierbei ist, dass vorher das Simscape Modell des ORC Prozesses `ORC_Process_V4.slx` bereits geöffnet und damit simulationsbereit ist.

Grundsätzlich besteht der Output aus drei Teilen:

- a) Sammlung der wichtigsten berechneten Parameter aller Komponenten
- b) T-s Diagramm des ORC Prozesses
- c) Simulationsdauer

All diese Ausgaben der Simulation sind im Anhang unter *D1.) Outputs des Moduls „Manueller Input“* zu finden. Für dieses Simulationsbeispiel wurde der Datensatz des 01.06.2013, um 00:00 verwendet.

Ad a)

Diese Sammlung essentieller Größen wird grundsätzlich im Command Window von MATLAB ausgegeben, woraus sie auch abgespeichert bzw. kompakt auf eine A4 Seite ausgedruckt werden kann. Die Werte sind nach den Komponenten sortiert und beschreiben diese vollständig (Ein-, Ausgänge,...), weshalb manche Größen zur besseren Übersicht auch doppelt vorkommen können. Wahlweise kann die Werteübersicht auch in ein .txt File gespeichert werden, welches automatisch im gleichen Ordner wie die Inputdatei erstellt wird. Dies muss in der Eingabesektion vorgegeben (`Output_txt = true`), und ein Dateiname bestimmt werden.

Ad b)

Weiters wird der simulierte Prozess in einem T-s Diagramm dargestellt, das ebenfalls ausgegeben wird. Die Nomenklatur der Komponenten entspricht jener der Beschreibung der Simscape Blöcke in den vorangegangenen Kapiteln. Falls kein Diagramm erstellt werden soll, muss dies ebenfalls in der Inputsektion vorgegeben werden (`Ts_Diag = false`).

Ad c)

Zu guter Letzt wird nach jeder Simulation die benötigte Rechendauer angezeigt. Im folgenden Diagramm (Abbildung 5.1) sind diverse Zeiten abhängig von der Anzahl der Durchläufe eingetragen.

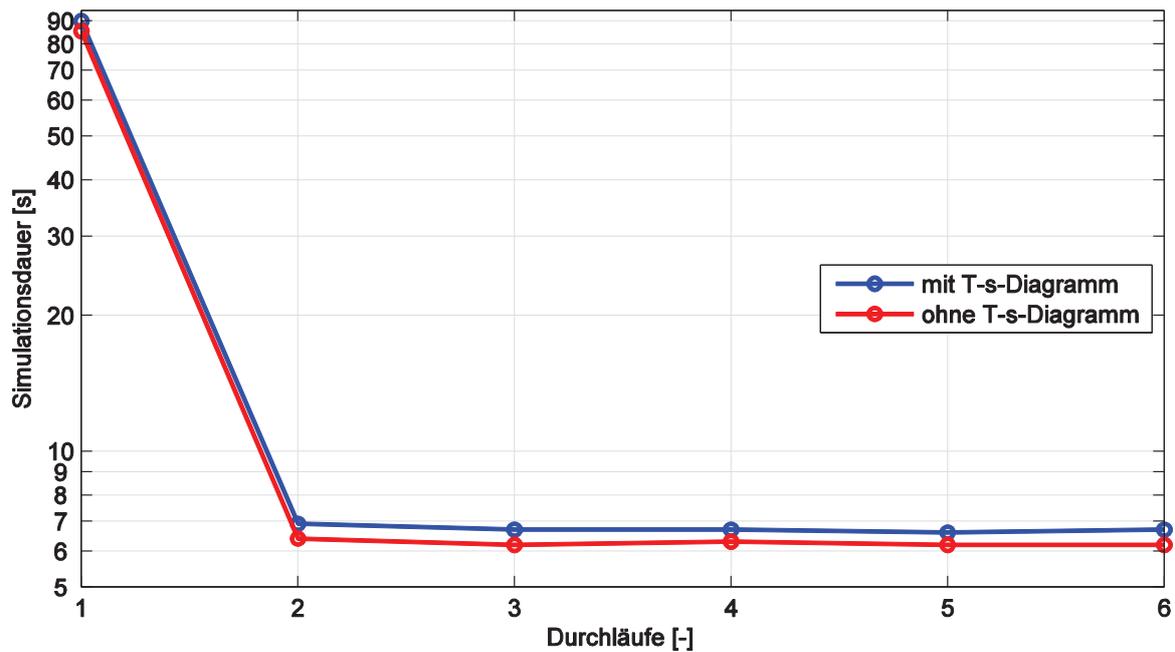


Abbildung 5.1: Simulationsdauer des Moduls „Manueller Input“

Daraus ist gut zu erkennen, dass die Simulationsdauer beim ersten Durchlauf um einiges höher liegt (ca. 13 mal so viel), als bei den darauffolgenden Durchgängen, da der erstmalige Kompilervorgang sehr lange dauert. Ist das Modell erst einmal in den Arbeitsspeicher geladen, sinkt die Berechnungszeit drastisch ab. Ebenso kann die Simulationsdauer ein wenig gesenkt werden, indem das T-s Diagramm nicht mehr erstellt wird (rot).

Abschließend ist noch zu erwähnen, dass diese Simulationszeiten nur für eine vergleichbare Rechenperformance gelten, welche der PC auf dem die Tools erstellt wurden, aufweist:

Prozessor: Intel Core i5-460M; 2,53 GHz

Arbeitsspeicher: 4 GB, DDR3

Betriebssystem: Windows 7, 64 bit

Bei Verwendung leistungsfähigerer Hardware können die Simulationszeiten mit Sicherheit reduziert werden.

5.2.) Modul „Diagnose“

Das Diagnosetool, bestehend aus der MATLAB Datei `DIAGNOSE_ORC_Process_V4.m` und dem Simscape Modell des ORC Prozesses, dient zur Überprüfung der Komponenten auf mögliche unerwünschte Betriebszustände bzw. Störfälle. Dazu wird zuerst ein kompletter Satz an Messdaten des zu kontrollierenden Zeitraums in das entsprechende Eingabefile `ORC_Diagnose_Zeitraum.xlsx` eingespielt, wobei noch weitere Eingaben gefordert werden. Zusammengefasst ergibt sich folgender Gesamtinput:

- 1) Alle vorhandenen Messdaten
- 2) Parameter, welche eingegeben und zwingend für eine richtige Berechnung benötigt werden (η_{sP} , dT_{UH})
- 3) Parameter, welche zwar eingegeben werden müssen, jedoch bei Unwissenheit auf den Default-Wert belassen werden können, ohne die Simulation gravierend zu verfälschen (v_{TOel} , Q_{Loss} , dT_{UK} , $dp_{REGprim}$,...)

Jene Parameter, die beim manuellen Input wahlweise selbstständig berechnet werden können, werden hier immer automatisch vorgegeben. Zu erwähnen wäre noch, dass bei der Befüllung eines Inputfiles immer die leere Anfangsdatei `ORC_Diagnose_yyyymmdd.xlsx` verwendet werden sollte, da veränderte Files zu Simulationsproblemen führen können (Bezüge im Excel-File müssten gelöscht werden).

Lässt man nach dieser Wertevorgabe das MATLAB File laufen, so wird die Simulation des ORC Prozesses durchgeführt und anschließend die Outputs angezeigt. Zum Starten muss der Name des Inputfiles, sowie der Speicherort vorgegeben werden. Wichtig ist auch, dass das Excel-File der Eingabedaten vor Simulationsbeginn geschlossen ist, da das Einlesen in MATLAB sonst nicht möglich wäre. Weiters ist essentiell, dass vorher das Simscape Modell des ORC Prozesses `ORC_Process_V4.slx` bereits geöffnet ist.

Die Simulation des ORC Turbogenerators wird dann für jeden Datensatz (entspricht einer Zeile) durchgeführt, um die berechneten Werte, aber auch die Messwerte, anschließend in die Anlagendiagnose einfließen zu lassen. Diese Prüfung der Betriebszustände wurde exakt nach den Vorgehensweisen im Kapitel 4.) *Konzepte zur Anlagendiagnose* implementiert.

Grundsätzlich besteht die Ausgabe aus vier Teilen:

- a) Diagnosebericht
- b) Diagramm der Schlüsselfaktoren
- c) Sammlung der wichtigsten berechneten Parameter aller Komponenten
(für jeden Datensatz)
- d) Simulationsdauer

All diese Simulationsoutputs sind im Anhang unter *D2.) Outputs des Moduls „Diagnose“* zu finden. In diesem Fallbeispiel wurden 19 Datensätze des 01.06.2013, von 00:00 bis 01:30 verwendet.

Ad a)

In dem Diagnosebericht, welcher im Command Window ausgegeben wird, sind für den betrachteten Zeitraum alle fehlerhaften Betriebszustände, Störfälle bzw. Anomalien festgehalten. Ebenso werden wenn möglich deren Ursachen und eventuelle Abhilfen aufgezeigt. Dabei ist die Information nach den Hauptkomponenten des ORC Turbogenerators gegliedert, wobei jede Meldung Datum und Uhrzeit des auftretenden Fehlers enthält. Eine orange gefärbte Meldung signalisiert ein schwerwiegendes klar identifizierbares Problem, während eine schwarze Meldung einerseits Parameterabweichungen anzeigt, welche sich nicht so gravierend auf die Performance des Prozesses auswirken. Andererseits werden damit Indizien gewisser Störfälle gemeldet, die bei einer Häufung mit großer Wahrscheinlichkeit zutreffen und überprüft werden sollten. Schwarz bedeutet jedoch keinesfalls, dass diesen Meldungen weniger Beachtung geschenkt werden darf. Der Diagnosebericht kann ebenfalls durch entsprechende Einstellung im Inputsektor separat in ein .txt File abgespeichert werden (DIAGNOSE_txt = true).

Ad b)

In diesem Diagramm sind die fünf Schlüsselparameter (elektrische Generatorleistung, zugeführte Wärmeleistung, abgeführte Kondensatorleistung, Verdampferdruck, Kondensatordruck) über den überprüften Zeitraum aufgetragen. Dabei wird der Unterschied der Faktoren zwischen der Simulation (rot) und den Messwerten (blau) visualisiert. Falls diese zeitlichen Verläufe nicht mehr erstellt werden sollen, kann dies in der Eingabesektion des MATLAB Files eingestellt werden (DIAGNOSE_diagramm = false).

Ad c)

Weiters wird für jeden Betriebspunkt (Datensatz) eine Auflistung aller Betriebsparameter wie im Modul „Manueller Input“ erstellt und gespeichert. Diese Daten sind jedoch nur zu Vergleichszwecken hinterlegt, da primär der Diagnosebericht im Vordergrund steht.

Ad d)

Ebenso wird nach jeder kompletten Diagnose die benötigte Simulationsdauer angezeigt. Im folgenden Diagramm (Abbildung 5.2) sind wieder die diversen Berechnungszeiten abhängig von der Anzahl der Durchläufe eingetragen (10 Datensätze vom 07.07.2014).

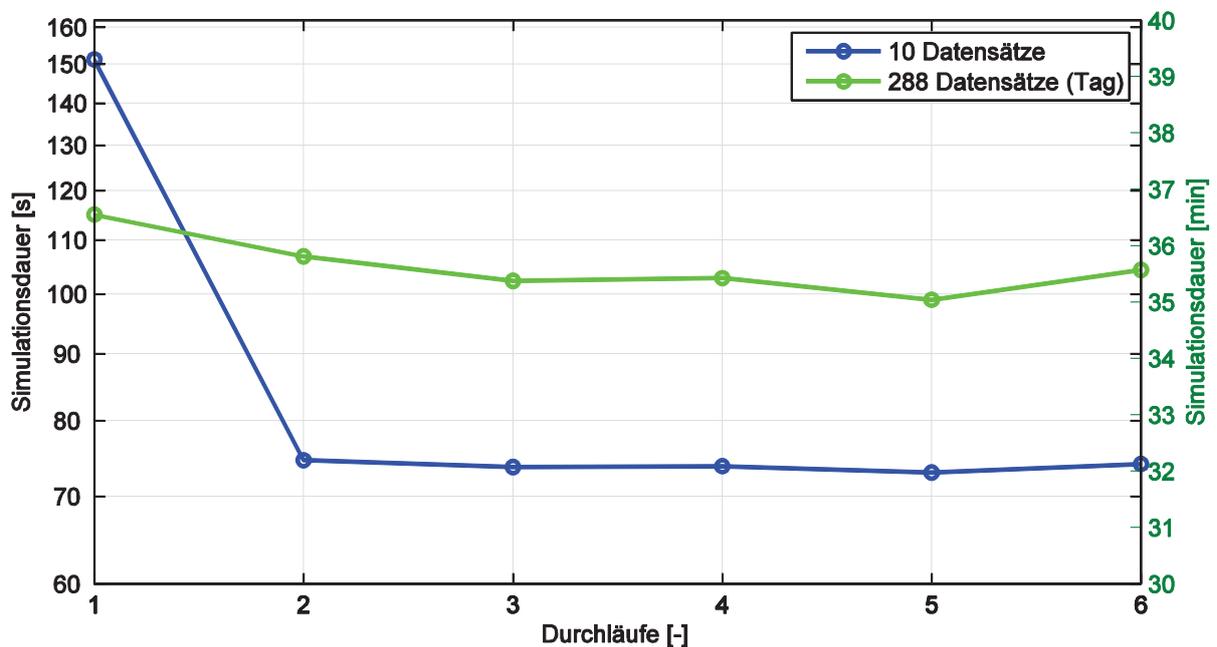


Abbildung 5.2: Simulationsdauer des Moduls „Diagnose“

Es ist ersichtlich, dass auch bei der Verwendung des Diagnosetools der erste Durchlauf des Fallbeispiels wegen der erstmaligen Einspielung in den Arbeitsspeicher wesentlich länger dauert, als die folgenden. Da ein Tageszyklus im Schnitt 288 Datensätzen an Messdaten entspricht (alle 5 min), wurden die benötigten Simulationszeiten aufgerechnet und ebenfalls ins Diagramm eingetragen (Sekundärachse). Nimmt man einen gemittelten Zeitwert von 35 min 30 sek pro Tag an, ergibt das eine relative Simulationsdauer von 2,47%, bezogen auf die tatsächliche Zeitspanne. Ebenso ist erkennbar, dass die längere Dauer beim erstmaligen Kompilieren bei dieser Anzahl an Simulationen nicht mehr wirklich ins Gewicht fällt. Wie im vorherigen Kapitel erwähnt, gelten diese Berechnungszeiten ausschließlich für die oben genannten Leistungsdaten.

5.3.) Gründe für Minderleistung der ORC-Anlage Großarl

Das beschriebene Simulations- und Diagnose-Tool wurde, wie eingangs erwähnt, aufgrund von Minderleistungsproblemen bei der Stromerzeugung im ORC-Modul Großarl entwickelt. Aus den Messdaten der vier Monate des Jahres 2013 geht hervor, dass die elektrische Nennleistung von 600 kWel an keinem einzigen Tag erreicht wurde. Vereinfacht gesagt werden zwei Dinge für die optimale erzeugte Generatorleistung benötigt: einerseits genügend Wärmezufuhr des Thermoölkreislaufes (TOP) und andererseits ausreichende Wärmeabfuhr an den Heißwasserkreislauf (HWP). Eine weitere Analyse der 2013er Messdaten hat ergeben, dass mindestens 3130 kW an Wärmezufuhr erforderlich ist, um im optimalen Betriebsfall 500 kWel zu erzeugen. Dies trifft nur für ca. 33% aller Betriebspunkte aus 2013 zu! Ebenso kann der Kondensator im Jahr 2013 nur zu 35% ausreichend viel Wärme (min. 2230 kW) an das Heißwasser abgeben, um im günstigsten Fall 500 kWel zu produzieren. Extrapoliert man diese Leistungswerte, so ergibt sich, dass für 600 kWel theoretisch mindestens 3800 kW an zugeführter Thermoölwärmeleistung bzw. 2800 kW an abgeführter Kondensationsleistung nötig wären!

Wichtig ist jedoch, dass man die obigen Betrachtungen relativiert, da der ORC-Prozess wärmegeführt wird und nicht auf eine maximal erzeugte elektrische Leistung hinregelt. Die Kondensationsleistung stellt nämlich die „treibende Kraft“ in diesem System dar! Die Temperatur des Heißwasserausgangs TT104 ist grundsätzlich durch die Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes mehr oder weniger vorgegeben (ca. 90°C). Das bedeutet, erhöht sich nun die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes TT103 (optimal wären ca. 60°C), sinkt die Enthalpiedifferenz im Kondensator und somit auch die Wärmeleistung (bei konstantem Massenstrom). Da nun weniger Wärme abgegeben wird, muss auch weniger zugeführt werden um ein Gleichgewicht im System erzielen zu können. Folglich sinkt auch die erzeugte Generatorleistung ab. Aus diesem Zusammenhang und dem Umstand, dass HWP niemals die erforderliche Wärmeleistung zum Erreichen von 600 kWel abgegeben hat, kann geschlossen werden, dass der Kondensator bzw. die Heißwassertemperaturniveaus limitierend für den ORC-Betrieb im Jahr 2013 waren.

Zur Veranschaulichung wurde in den folgenden Diagrammen die erzeugte elektrische Leistung über der zugeführten Thermoölwärmeleistung aufgetragen und jeweils von einer der beiden Heißwassertemperaturen abhängig gemacht. Anstelle der Messdaten der Kondensationsleistung wurde auf die TOP-Werte zurückgegriffen, da sich sonst die folgenden Zusammenhänge aufgrund der Trägheit des Prozesses schlechter darstellen lassen würden.

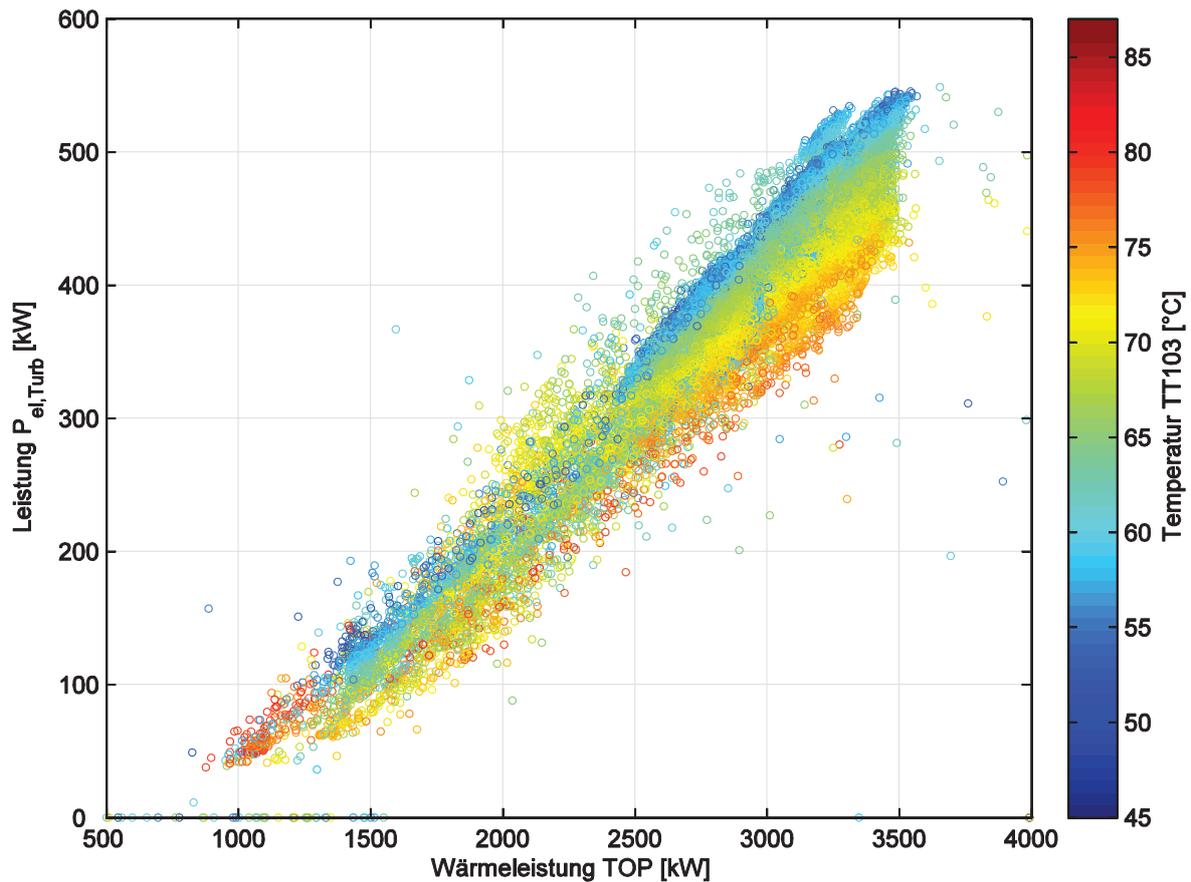


Abbildung 5.3: Generatorleistung abhängig von Thermoölwärmeleistung und Heißwassereintrittstemperatur, Daten aus 2013

Im obigen Diagramm ist gut zu erkennen, dass eine niedrige Heißwassertemperatur am Eintritt des Kondensators essentiell für eine optimale Stromproduktion im ORC-Modul ist. Aus Abbildung 5.4 ist ersichtlich, dass sich nicht nur die Vergrößerung der Temperaturdifferenz des Heißwassers positiv auf die erzeugte Generatorleistung auswirkt, sondern auch eine betragsmäßige Verminderung der Wasseraustrittstemperatur gravierende Verbesserungen mit sich bringt.

Da das ORC-Modul ausschließlich über den Pufferspeicher sein Wasser zur Kondensatorkühlung bezieht, ist es naheliegend, dass dieser zu klein ausgelegt wurde bzw. ein schlechtes Puffermanagement „gefahren“ wird. Weiters würde sich eine Optimierung der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes ebenfalls positiv auf den ORC-Prozess auswirken.

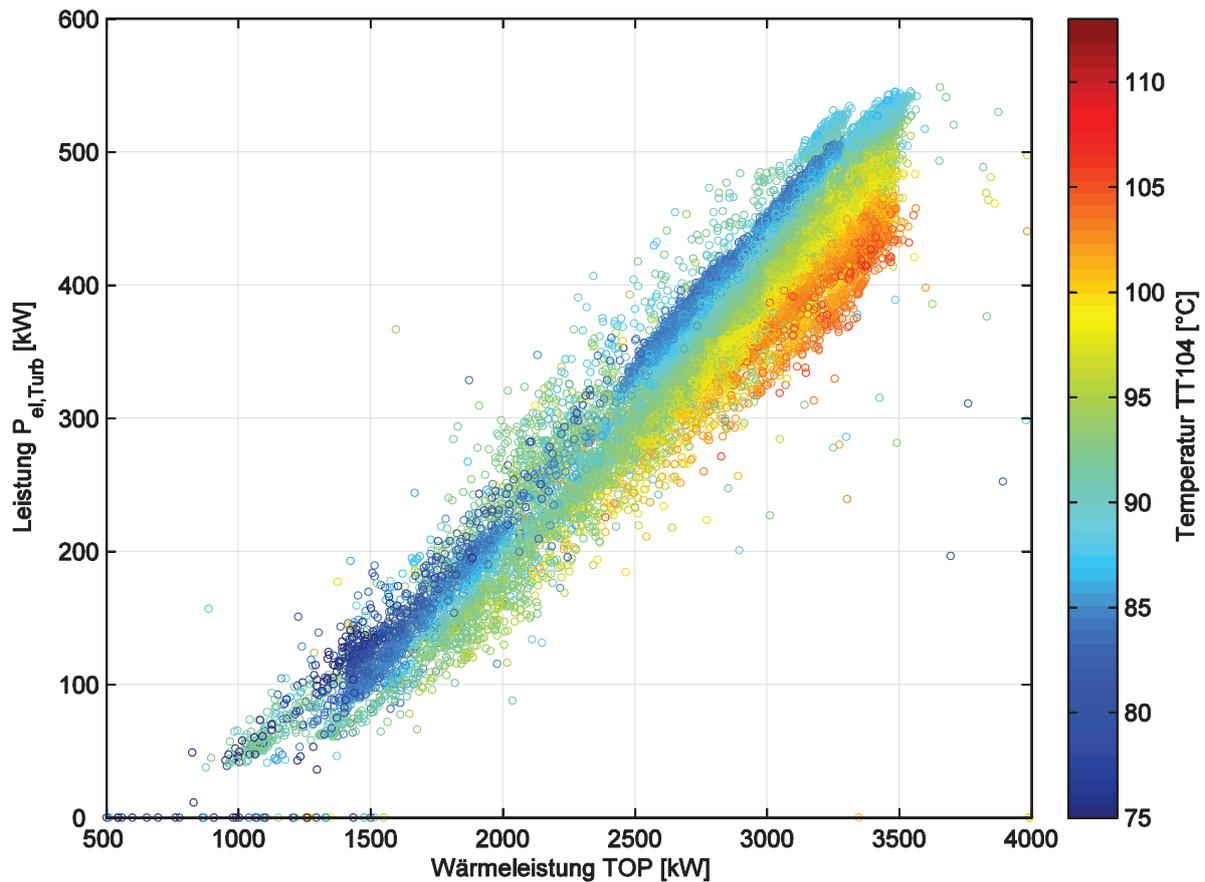


Abbildung 5.4: Generatorleistung abhängig von Thermoölwärmeleistung und Heißwasseraustrittstemperatur, Daten aus 2013

Ebenfalls konnten noch weitere Probleme während des Betriebs des ORC-Moduls im Jahr 2013 identifiziert werden:

- Die benötigte Pumpenleistung bzw. die Leistung der Hilfsaggregate war in ca. 65% der Fälle erhöht. Dies konnte durch einen überhöhten Leistungsfaktor ermittelt werden. Deshalb sollte zumindest die Pumpe und deren Lager auf Schäden kontrolliert werden!
- Die Temperaturdifferenz über die Turbine war bei ca. 24% aller Messungen erhöht, was möglicherweise auf einen Schmieröleintritt in den ORC-Kreislauf zurückzuführen ist. Dieses Phänomen trat vorwiegend im November 2013 auf. Darum sollten Messdaten späterer Monate ebenfalls überprüft bzw. gegebenenfalls die Gleitringdichtung und der O-Ring der Turbinenwelle auf Undichtheiten kontrolliert werden!
- Die Überhitzung im Verdampfer war bei über 63% der vorhandenen Messdaten zu gering, was auf einen zu hohen Füllstand des Silikonöls schließen lässt. Messfehler bzw. offensichtlich falsche Werte wurden in der Diagnose nicht berücksichtigt. Es wird

daher empfohlen einen Teil des Arbeitsfluids abzulassen, um einen optimalen Betrieb des Moduls zu gewährleisten!

- Hin und wieder überschritt die vorhandene Grädigkeit im Verdampfer ihren Grenzwert (in ca. 17% der Fälle), wobei offensichtlich falsche Werte hierfür nicht berücksichtigt wurden. Im November trat dieses Problem vermehrt auf, weshalb eine Kontrolle des Verdampfers auf Verschmutzungen bzw. eine Reinigung des Wärmetauschers zu empfehlen wäre!
- Über den gesamten Zeitraum gab es vermehrt Indizien für einen Lufteintritt im Kondensator und somit überhöhten Kondensatordruck (in ca. 77% der Fälle). Bei fast 10% der Messdaten war ein Lufteintritt sehr wahrscheinlich, wobei solche Ereignisse lediglich im April aufgetreten sind. Weiters kann die Ursache für das oftmalige Auftreten von Indizien für Lufteintritt auch in der Degradation des Silikonöls liegen. Darum sollte das Arbeitsmedium überprüft werden, falls die kontinuierliche Einsatzdauer 5-7 Jahre übersteigt!
- Die Grädigkeitswerte im Kondensator überschritten ihren Grenzwert, unter Vernachlässigung von Messfehler, bei ca. 18% der vorhandenen Messwerte. Zu erwähnen ist noch, dass diese hohen Werte fast ausschließlich im November aufgetreten sind, weshalb folgende Monate ebenfalls überprüft werden sollten. Da dieses Problem auch im Verdampfer ab diesem Monat auftrat, ist es naheliegend, dass die Wärmetauscher verschmutzt sind. Deshalb sollten beide einer gründlichen Reinigung unterzogen werden, um einen optimalen Wärmeübergang zu gewährleisten!

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Hauptursache für geringe Stromerzeugung, neben ein paar Betriebsproblemen, in einer schlechten Nutzung des Kondensators liegt. Einerseits ist die zugeführte Wassertemperatur oftmals um über 15°C höher als ihre Auslegungstemperatur, was auf einen unzulänglichen Betrieb des Pufferspeichers zurückzuführen ist. Andererseits könnte man durch eine Einspeisung in den Puffer mit niedrigerer Wassertemperatur, aber auch durch eine Optimierung bzw. Herabsetzung der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes, die erzeugte elektrische Leistung des ORC-Moduls erhöhen.

6.) Ausblick: Weiterentwicklungsmöglichkeiten

Der Rankine Prozess, speziell der ORC, ist mittlerweile eine der wichtigsten Technologien zur Stromerzeugung aus Niedertemperaturwärme. Neben dem Einsatz in Kraft-Wärme-Kopplungen (KWK) von Biomassefeuerungsanlagen werden ORC-Anlagen hauptsächlich zur Abwärmenutzung von Industrieprozessen und zur Verwertung von Geothermiewärme angewendet. Da die Optimierung bzw. Effizienzsteigerung von bestehenden Kraftwerken und Anlagen immer mehr forciert wird, ist es nicht verwunderlich, dass der Markt für ORC-Turbogeneratoren rasant wächst. Trotz steigender Anzahl von Herstellern und ständigen Weiterentwicklungen zeigt sich, dass die Investitionskosten eines ORC-Moduls noch immer reaktiv hoch sind (Installationskosten: 1600 €/kW_{el}, wirtschaftlich erforderlicher Strompreis: 14 c€/kWh; Werte gelten für ein 1 MW_{el} ORC-Modul in Biomasse-KWK [19]). Darum ist es wichtig, dass der laufende Prozess überwacht wird, um die produzierte elektrische Leistung konstant hoch zu halten.

Für das ORC-Modul in Großarl war es essentiell, die Ursachen für Minderleistung zu ermitteln und weitere Betriebsprobleme frühzeitig zu diagnostizieren. Vor allem um die Anlage wirtschaftlich betreiben zu können, da es mit Minderleistungsproblemen zu kämpfen hat. Ursachen dafür sind hauptsächlich eine stark erhöhte Heißwassereintrittstemperatur und eine nicht optimierte Austrittstemperatur des Wassers im Kondensator, weshalb sich diese Komponente limitierend auf den ORC-Prozess auswirkt. Weiters konnten noch einige andere Betriebsprobleme identifiziert werden. Deshalb wurde das Diagnosetool entwickelt, um solche Betriebsprobleme bzw. Störungen so rasch wie möglich erfassen zu können und Gründe dafür zu benennen. Die statische Diagnoseberechnung stellt dabei einen ersten Schritt in der Ursachenbestimmung von Anlagendefekten eines ORC-Moduls dar. Nachfolgend werden daher einige Möglichkeiten zur Weiterentwicklung bzw. Verbesserung dieses Simulationsmodells aufgeführt.

- *Verbesserung der hinterlegten Regressionen bzw. der Diagnosegrenzbereiche:*
Um die Genauigkeit der Simulation zu erhöhen wird empfohlen, die hinterlegten Formeln der Regressionsbeziehungen durch Verwendung von mehr Messdaten (über einen längeren Zeitraum) exakter zu bestimmen. Dies gilt ebenso für die ermittelten Ober- und Untergrenzen der Diagnoseabfragen. Vor allem die Regressionsformeln der diversen Wirkungsgrade von Turbine und Pumpe sollten neu berechnet werden. Dazu wird empfohlen, dass man einerseits die erwähnte Massenstrommessung ein weiteres Mal durchführt, um den tatsächlichen Durchfluss im ORC-Modul zu bestimmen. Andererseits wäre es vorteilhaft zusätzliche Druck- und Temperaturmessstellen an

gewissen Punkten zu installieren, um alle Ein- und Austritte der Modulkomponenten exakt messen zu können.

Empfohlene zusätzliche Messstellen:

- Temperatur- und Druckmessung direkt vor der Turbine (nach Bypass)
- Temperatur- und Druckmessung direkt nach der Turbine
- Druckmessung direkt vor der Pumpe
- Temperatur und Druckmessung direkt nach der Pumpe (vor Regenerator)
- Durchflussmessung im ORC Kreislauf

- *Erweiterung der Systemgrenzen – Kesselbetrachtung:*

Die nächste Ausbauphase des Modells kann eine Erweiterung der Systemgrenzen darstellen. Derzeit sind die Grenzen so gesetzt, dass primärseitig nur ein Teil des Thermoölkreislaufes abgebildet wird. Modelliert man aber noch zusätzlich den Biomassekessel, welcher den ORC-Prozess über den Thermoölkreislauf mit Wärme versorgt, können Auswirkungen der Feuerung auf das ORC-Modul ermittelt werden (z.B. Verschmutzung der Wärmetauscherflächen des Thermoölkessels, Auswirkungen unterschiedlicher Brennstoffzusammensetzung, ...).

- *Dynamische Simulation:*

Da das derzeitige Modell den ORC-Prozess lediglich statisch kalkuliert, stellt die Implementierung einer dynamischen Simulation eine Erweiterungsmöglichkeit dar. Dadurch könnte einerseits das dynamische Verhalten des Prozesses bei Schwankungen in der Wärmezufuhr bzw. bei Rückkopplungseffekten des Kondensators untersucht werden. Andererseits wäre man damit in der Lage, Anfahr- und Ausschaltvorgänge zu analysieren. Zusätzlich besteht dann die Möglichkeit eine Regelung des Prozesses mit Simulink-Blöcken aufzubauen, wodurch sich ermitteln ließe, wie man auf sprunghafte Änderungen der Betriebsparameter optimal reagiert.

- *Koppelung mit weiteren Domänen:*

Einen weiteren Ausbau des bestehenden Simulationsmodells stellt die Koppelung mit weiteren Domänen dar. Im Speziellen ist damit ein Simscape Block gemeint, welcher gewünschte Größen einer anderen Domäne an die des ORC-Prozesses übergibt. Entwickelt man diesen Block unter anderem für die Domain `Thermal Liquid`, würde dies eine Möglichkeit schaffen, den ORC-Prozess mit einem bestehenden Modell des Fernwärmenetzes Großarl zu verbinden. Dieses existierende Netzmodell wurde von Dipl. Ing. Johannes Nagler entwickelt, welches in der Arbeit „*Dynamische Simulation eines bestehenden Fernwärmenetzes in Matlab/Simscape*“ genauer beschrieben wird.

ANHANG

A1.) Anordnung der Hauptkomponenten des ORC-Moduls

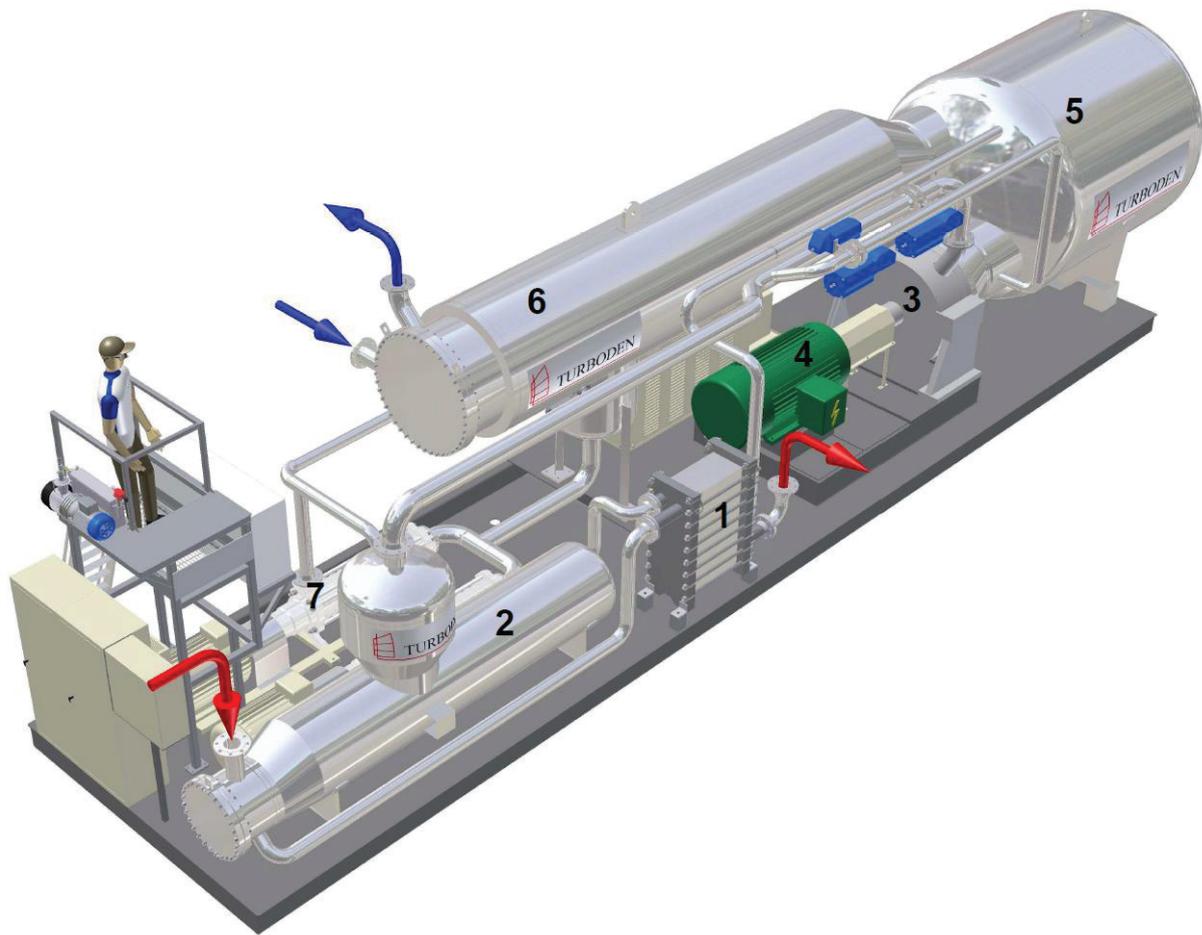


Abbildung A1.1: Aufbau Turbogenerator T450-T600 [9]

Die Hauptkomponenten sind:

- 1) Vorwärmer
- 2) Verdampfer
- 3) Turbine
- 4) Stromgenerator
- 5) Regenerator
- 6) Kondensator
- 7) Pumpe

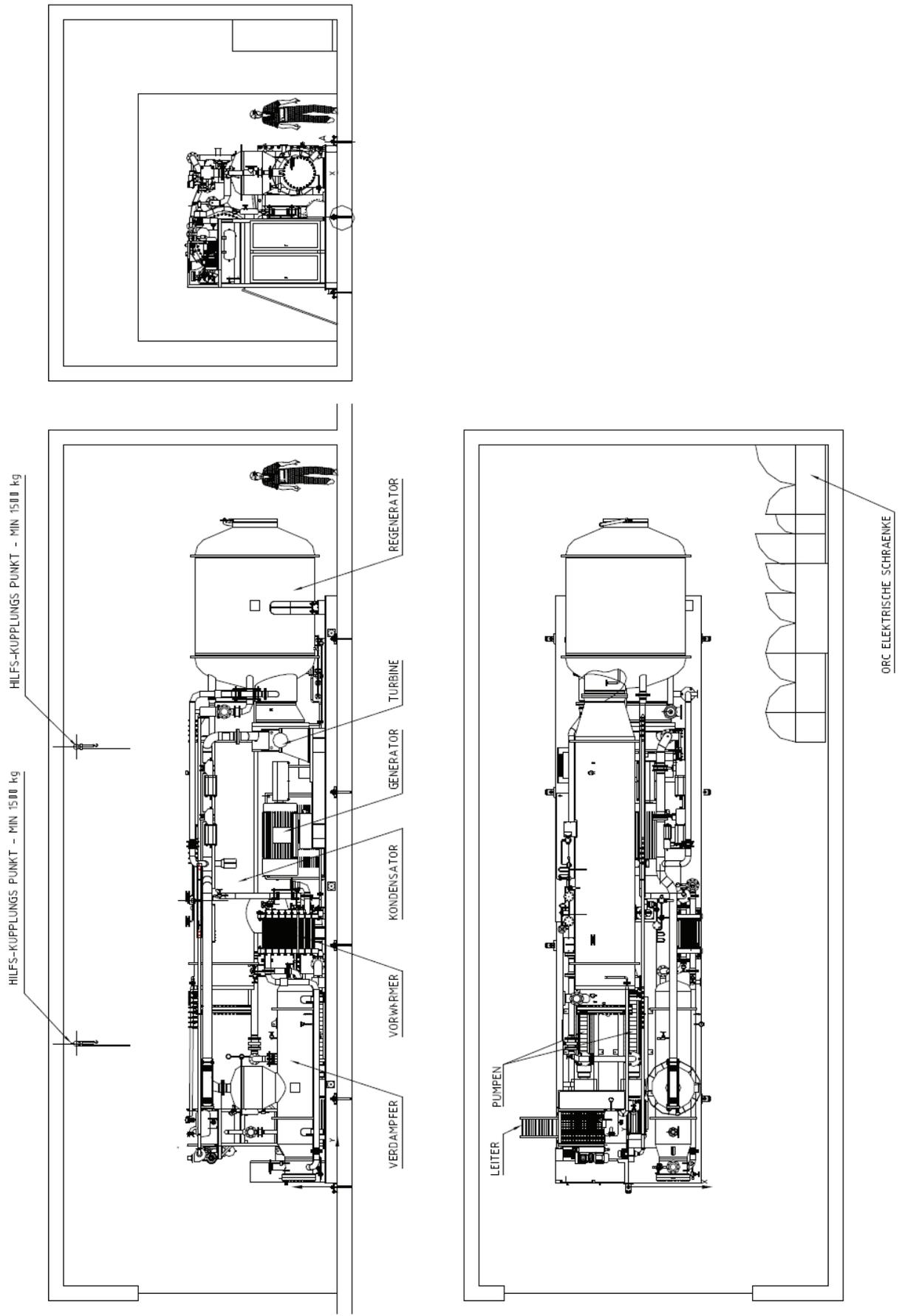


Abbildung A1.2: Aufbau Turbogenerator T450-T600 [9]

A2.) Auflistung der erfassten Betriebsparameter im ORC-Turbogenerator T600

Tabelle A2.1: Während des laufenden Betriebs aufgezeichnete Parameter des Turbogenerators T600 in Großarl

TOP.F_CV	Thermalölleistung (Verdampferleistung) [kW]
TOT.F_CV	Thermoöl-Temperatur vor Verdampfer (vor Beipass) [°C]
TOV.POS.F_CV	Ventilstellung [%]
HWP.F_CV	Kondensationsleistung [kW]
TOF.F_CV	Massenstrom Thermoöl [kg/s] (in Großarl nicht mitgeloggt!)
TT100.F_CV	Thermoöl-Temperatur vor Verdampfer [°C]
TT101.F_CV	Thermoöl-Temperatur nach Vorwärmer [°C]
TT102.F_CV	Thermoöl-Temperatur zw. Verdampfer und Vorwärmer [°C]
TT103.F_CV	Temperatur Wasser vor Kondensator [°C]
TT104.F_CV	Temperatur Wasser nach Kondensator [°C]
TT105.F_CV	Temperatur Umgebungsluft am Generator [°C]
TT106.F_CV	Temperatur Silikonöl (Dampf) nach Verdampfer [°C]
TT108.F_CV	Temperatur Silikonöl (Flüssigkeit) nach Vorwärmer [°C]
TT109.F_CV	Temperatur Silikonöl (Flüssigkeit) vor Vorwärmer [°C]
TT110.F_CV	Temperatur Silikonöl (Dampf) vor Kondensator [°C]
TT112.F_CV	Temperatur Silikonöl (Flüssigkeit) nach Kondensator [°C]
TT119.F_CV	Temperatur Silikonöl (Dampf) nach Regenerator [°C]
TT120.F_CV	Temperatur Turbinenspindel [°C]
TT121.F_CV	Temperatur Lager Generator [°C]
TT122.F_CV	Temperatur Generator [°C]
TT123.F_CV	Temperatur Statorwicklungsstrang 1 [°C]
TT124.F_CV	Temperatur Statorwicklungsstrang 2 [°C]
TT125.F_CV	Temperatur Statorwicklungsstrang 3 [°C]
TT126.F_CV	Temperatur Sammelbehälter nicht kondensierbarer Gase [°C]
TT210.F_CV	Lagerschmierung 1 Turbine [°C]
TT212.F_CV	Lagerschmierung 2 Turbine [°C]
GEN_POT_ATT_KW	elektr. Leistung ORC (an Turbinenwelle) [kW]
GEN_ENERGY.F_CV	generierte Energie (seit Betriebsbeginn) [kWh]
GEN_TENSIONE.F_CV	Generator-Spannung [V]
AUX_POT_ATT_KW.F_CV	Leistung der Hilfsaggregate [kW]
AUX_ENERGY.F_CV	abgegebene Energie (seit Betriebsbeginn)
AUX_TENSIONE.F_CV	eingespeiste Spannung ins Netz [V]
CPT104.F_CV	Verdampferdruck [bar]
CPT105.F_CV	Kondensationsdruck [bar]
DPT113.F_CV	Flüssigkeitsstand Kondensat [mm]
IC113.F_CV	Drehzahl Pumpe [U/min]
ST102.F_CV	Turbinendrehzahl [U/min]
XT101.F_CV	Schwingung Turbinenspindel
TOV.F_CV	Ventilstellung [%]

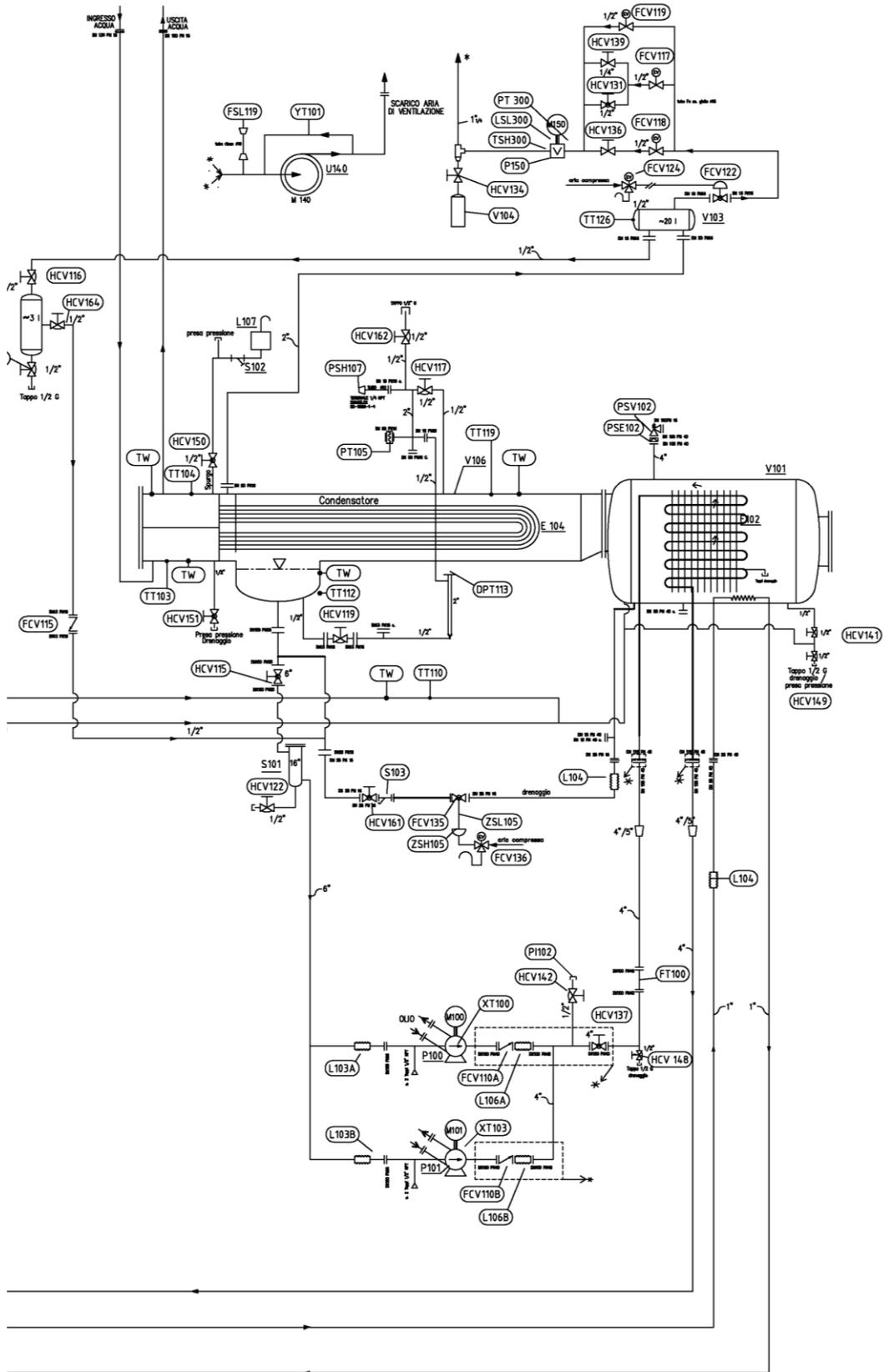


Abbildung A3.1: R&I Schema eines ORC Turbogenerators T600 (Teil 2) [Betriebshandbuch ORC Modul Großarl]

A4.) Schema des Heizkraftwerkes Großarl inkl. Einbindung des ORC-Moduls

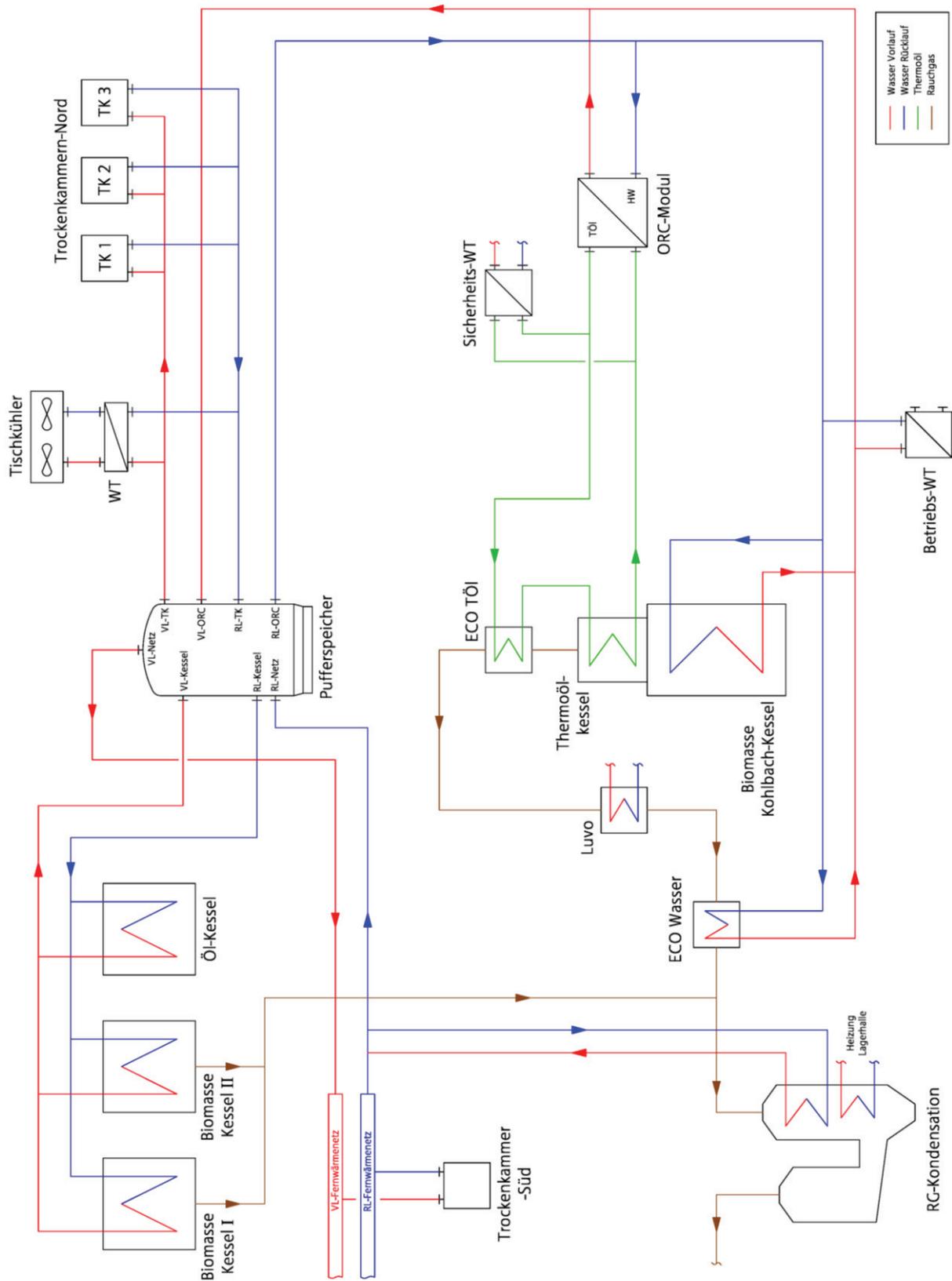


Abbildung A4.1: Schema des Heizkraftwerkes Großarl

B1.) Mathematische Formulierung der Block-Regressionen

B1.1.) Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe

General model Fourier1:

```
-----  
fittedmodel(x) = a0 + a1*cos(x*w) + b1*sin(x*w)  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
a0 = -4.022438517467574e+07  
a1 = 4.022438517484255e+07  
b1 = -8.777665822703140e+03  
w = -2.532601741891043e-07
```

x = IC113 Drehzahl Pumpe [U/min]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 1.641177713932109e-04  
rsquare: 0.999843122441679  
dfe: 1  
adjrsquare: 0.999372489766714  
rmse: 0.012810845850029
```

B1.2.) Isentroper Wirkungsgrad der Turbine

Linear model Poly21:

```
-----  
fittedmodel(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
p00 = -0.003342105261314  
p10 = 0.131237623686377  
p01 = 0.107151784920668  
p20 = -0.004708979740762  
p11 = -0.078801897739562
```

x = m_MDM Massenstrom Silikonöl [kg/s]
y = CPT105 Kondensatordruck [bar]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 5.184876290468516  
rsquare: 0.863643666823274  
dfe: 17472  
adjrsquare: 0.863612449714030  
rmse: 0.017226533333516
```

B1.3.) Gesamtwirkungsgrad der Turbine

Linear model Poly22:

fittedmodel(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2

Coefficients (with 95% confidence bounds):

p00 = -0.058642558067327
p10 = 0.143795402762020
p01 = 0.025928488067356
p20 = -0.009705370455972
p11 = 0.004174855630379
p02 = -0.001929503410203

x = m_MDM Massenstrom Silikonöl [kg/s]
y = CPT104 Verdampferdruck [bar]

Goodness of fit:

sse: 41.576367785606003
rsquare: 0.893670274102154
dfe: 17156
adjrsquare: 0.893639285023727
rmse: 0.049228347095003

B1.4.) Verdampferdruck

Linear model Poly22:

fittedmodel(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2

Coefficients (with 95% confidence bounds):

p00 = 2.008796020167244
p10 = -0.039365473970584
p01 = -11.756919437696130
p20 = 2.106001759321088e-04
p11 = 0.049199285117523
p02 = 1.935787847012346

x = TT100 Eingangs-Thermoöltemperatur [°C]
y = CPT105 Kondensatordruck [bar]

Goodness of fit:

sse: 6.049688219234776e+02
rsquare: 0.991266648318257
dfe: 29381
adjrsquare: 0.991265162093880
rmse: 0.143493824204919

B1.5.) Kondensatordruck

General model Power2:

```
-----  
fittedmodel(x) = a*x^b + c  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  a = 1.259205593248992e-09  
  b = 4.160535807316740  
  c = -0.001185455016815
```

x = TT104 Heißwasseraustrittstemperatur [°C]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 0.838468412539826  
rsquare: 0.985586210951516  
dfe: 29600  
adjrsquare: 0.985585237046850  
rmse: 0.005322277290670
```

B1.6.) kA-Wert des Regenerators

Linear model Poly11:

```
-----  
fittedmodel(x,y) = p00 + p10*x + p01*y  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  p00 = 15.862601730512763  
  p10 = 7.747747021756361  
  p01 = -46.749259905763196
```

x = m_MDM Massenstrom Silikonöl [kg/s]
y = CPT105 Kondensatordruck [bar]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 3.193563324077185e+04  
rsquare: 0.838837901061097  
dfe: 5488  
adjrsquare: 0.838779168517752  
rmse: 2.412296655306280
```

B1.7.) Arbeitsmittelmassenstrom

Linear model Poly11:

```
-----  
fittedmodel(x,y) = p00 + p10*x + p01*y  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  p00 = 0.949627199621204  
  p10 = 0.003449800327738  
  p01 = -0.064490593498797
```

```
x = Q_TOP          Vorwärmer/Verdampfer-Leistung [kW]  
y = UeH_Verd      Überhitzung im Verdampfer [°C]
```

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 6.604169555712417e+02  
rsquare: 0.990325133173299  
dfe: 24180  
adjrsquare: 0.990324332936175  
rmse: 0.165265027092704
```

B2.) Übersicht des Simscape Modells eines ORC-Turbogenerators

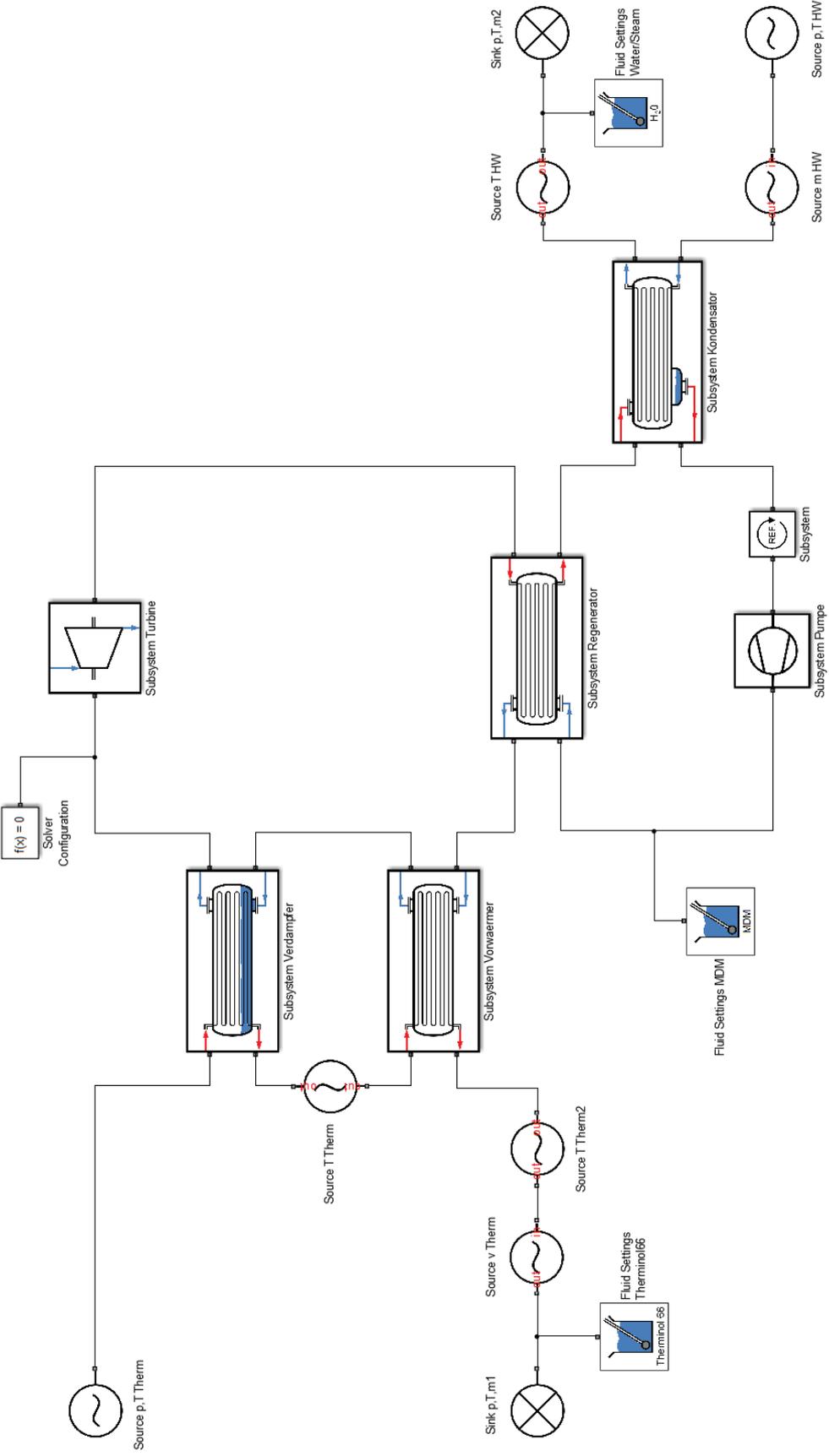


Abbildung B2.1: Übersicht des ORC Simscape Modells

B3.) Subsysteme des Simscape ORC-Turbogenerators

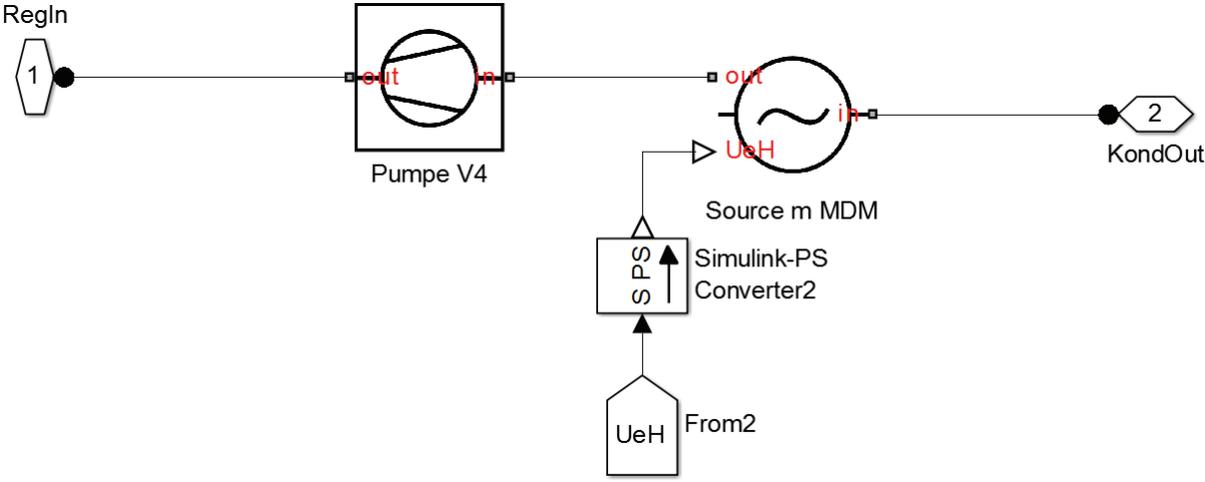


Abbildung B3.1: Simscape Subsystem Pumpe

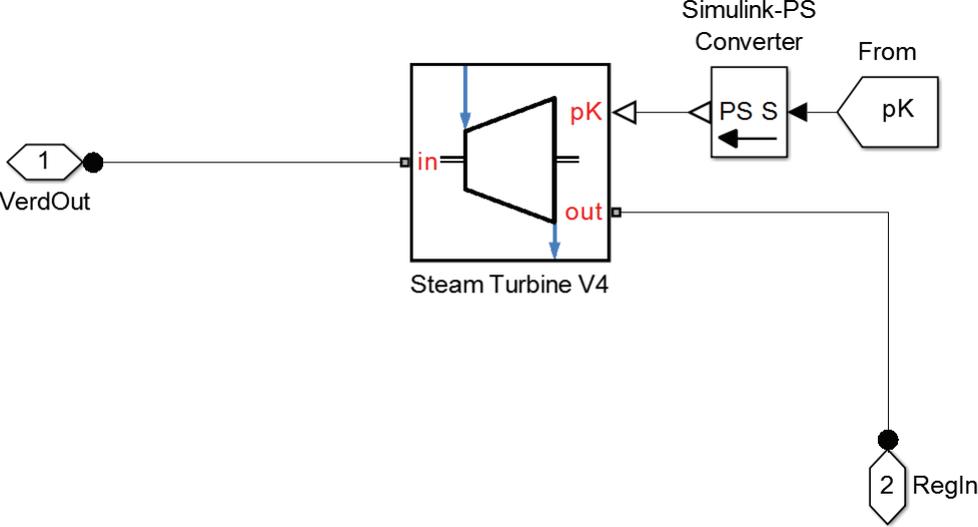


Abbildung B3.2: Simscape Subsystem Turbine

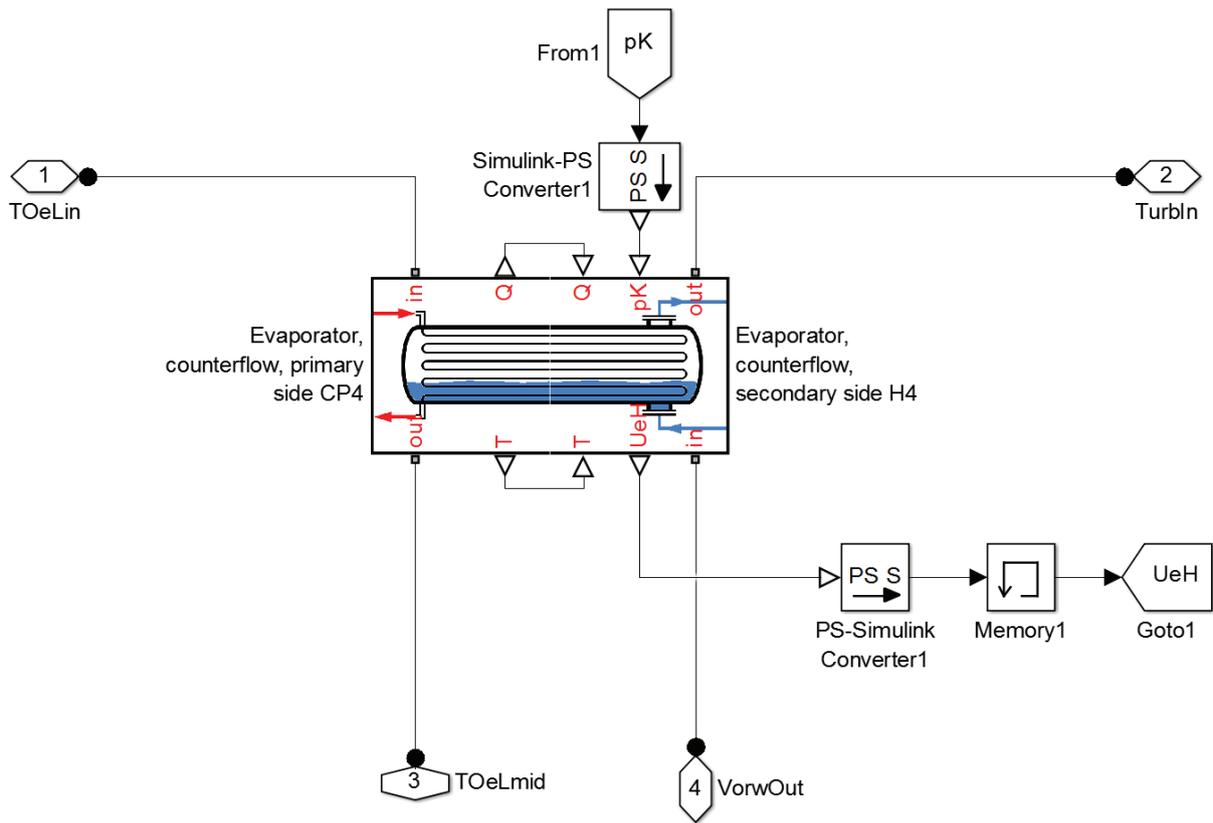


Abbildung B3.3: Simscape Subsystem Verdampfer

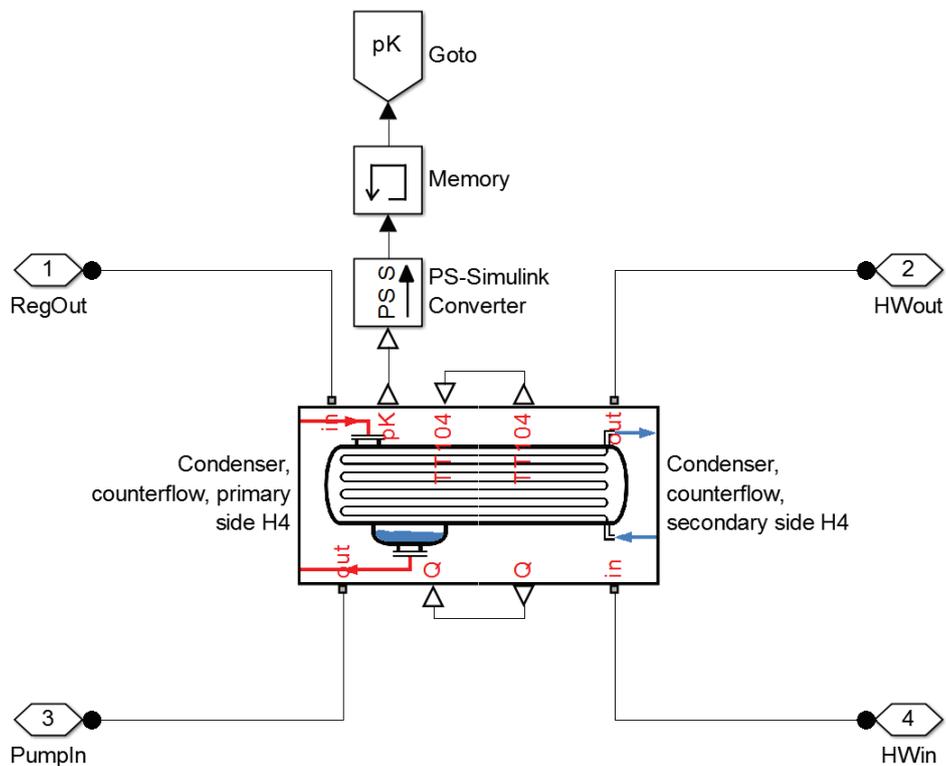


Abbildung B3.4: Simscape Subsystem Kondensator

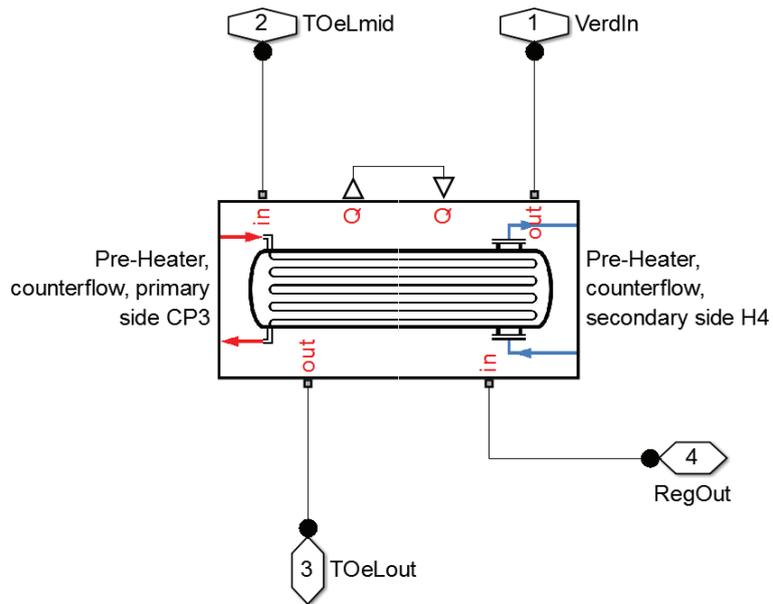


Abbildung B3.5: Simscape Subsystem Vorwärmer

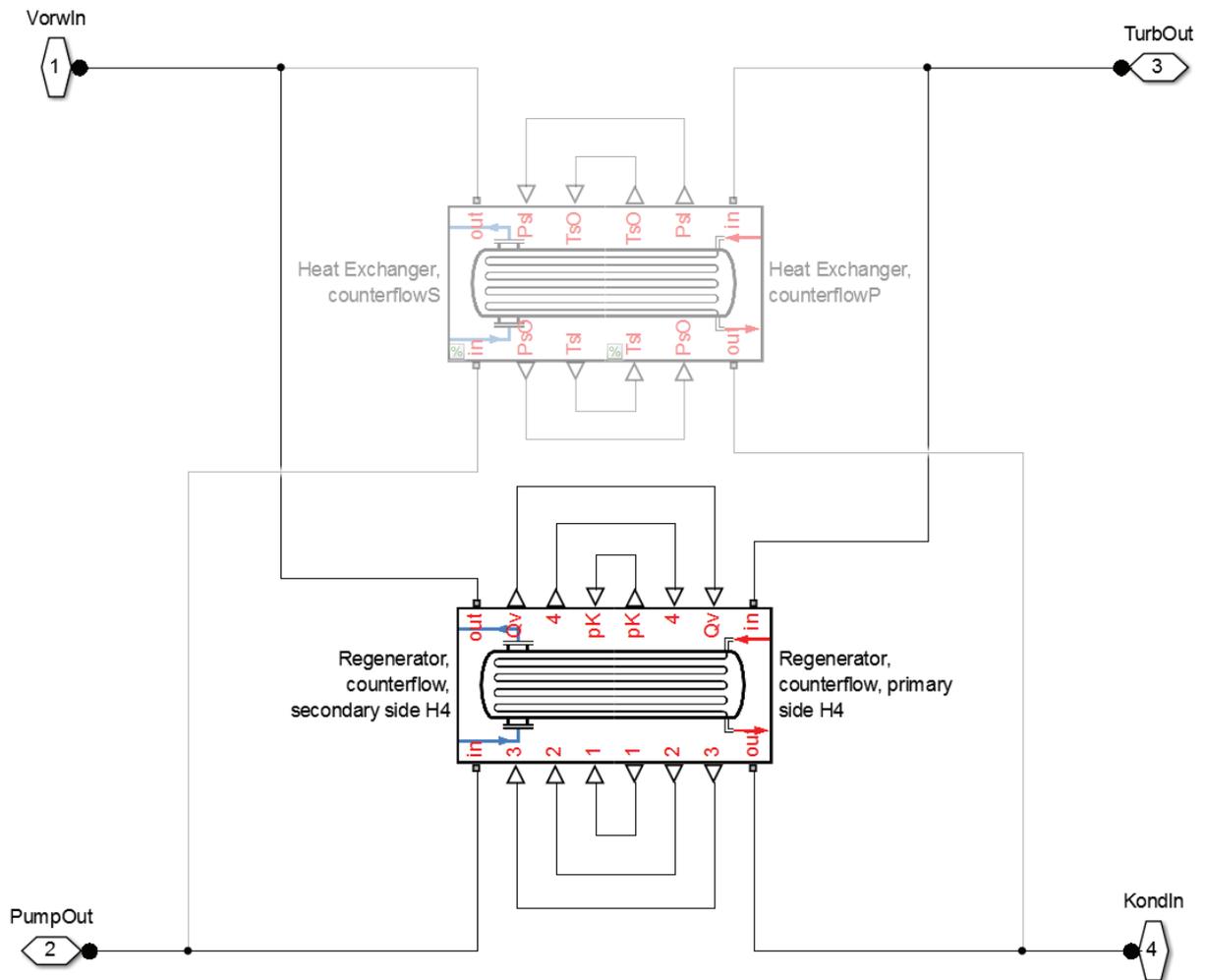


Abbildung B3.6: Simscape Subsystem Regenerator

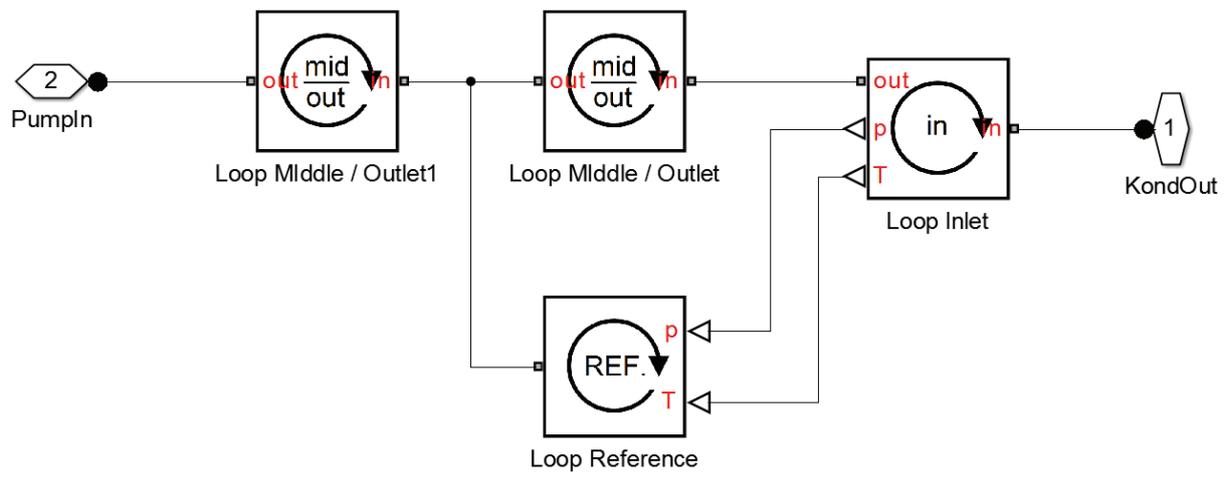


Abbildung B3.7: Simscape Subsystem Schleife

B4.) Regressionskombinationen

Tabelle B4.1: Kombinationen der Regressionsvariablen, getestet auf Durchführbarkeit der Simulation mit dem Regenerator-Hauptberechnungsmodells

$\eta_{m,Pump}$	$\eta_{s,Turb}/\eta_{ges,Turb}$	p_{Verd}	p_{Kond}	kA_{Reg}	Simulation
0	0	0	0	0	J
0	0	0	0	1	J
0	0	0	1	0	J
0	0	0	1	1	J
0	0	1	0	0	J
0	0	1	0	1	J
0	0	1	1	0	J
0	0	1	1	1	J
0	1	0	0	0	J
0	1	0	0	1	J
0	1	0	1	0	J
0	1	0	1	1	J
0	1	1	0	0	J
0	1	1	0	1	J
0	1	1	1	0	N
0	1	1	1	1	N
1	0	0	0	0	J
1	0	0	0	1	J
1	0	0	1	0	J
1	0	0	1	1	J
1	0	1	0	0	J
1	0	1	0	1	J
1	0	1	1	0	J
1	0	1	1	1	J
1	1	0	0	0	J
1	1	0	0	1	J
1	1	0	1	0	J
1	1	0	1	1	J
1	1	1	0	0	J
1	1	1	0	1	J
1	1	1	1	0	J
1	1	1	1	1	J
1	1	1	1	0	N
1	1	1	1	1	N

Die Regressionsvariable des Arbeitsmittelmassenstroms $\dot{m}_{WF, TOP}$ wurde in dieser Betrachtung nicht einbezogen, da diese keinen Einfluss auf die Durchführbarkeit der Simulation hat.

Tabelle B4.2: Kombinationen der Regressionsvariablen, getestet auf Durchführbarkeit der Simulation mit dem Regenerator-Zusatzmodells

η_{Pump}	$\eta_{\text{s,Turb}}/\eta_{\text{ges,Turb}}$	p_{Verd}	p_{Kond}	kA_{Reg}	Simulation
0	0	0	0	0	J
0	0	0	0	1	J
0	0	0	1	0	N
0	0	0	1	1	N
0	0	1	0	0	J
0	0	1	0	1	J
0	0	1	1	0	J
0	0	1	1	1	J
0	1	0	0	0	J
0	1	0	0	1	J
0	1	0	1	0	N
0	1	0	1	1	N
0	1	1	0	0	J
0	1	1	0	1	J
0	1	1	1	0	J
0	1	1	1	1	J
1	0	0	0	0	J
1	0	0	0	1	J
1	0	0	1	0	N
1	0	0	1	1	N
1	0	1	0	0	J
1	0	1	0	1	J
1	0	1	1	0	J
1	0	1	1	1	J
1	1	0	0	0	J
1	1	0	0	1	J
1	1	0	1	0	N
1	1	0	1	1	N
1	1	1	0	0	J
1	1	1	0	1	J
1	1	1	1	0	J
1	1	1	1	1	J

Die Regressionsvariable des Arbeitsmittelmassenstroms $\dot{m}_{\text{WF, TOP}}$ wurde in dieser Betrachtung nicht einbezogen, da diese keinen Einfluss auf die Durchführbarkeit der Simulation hat.

C1.) Mathematische Formulierung der Diagnose-Regressionen

C1.1.) Leistungsfaktor Pumpe

General model Rat21:

```
-----  
fittedmodel(x) = (p1*x^2 + p2*x + p3) / (x + q1)  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  p1 = 0.005045058025904  
  p2 = 1.726618209508731  
  p3 = 6.330272525845929e+02  
  q1 = 80.090613528427070
```

x = Pel_Turb Generatorleistung (Turbine) [kW]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 5.534884412841094e+02  
rsquare: 0.839287996315907  
dfe: 23364  
adjrsquare: 0.839267360465408  
rmse: 0.153914905174122
```

C1.2.) Pumpendrehzahl

Linear model Poly3:

```
-----  
fittedmodel(x) = p1*x^3 + p2*x^2 + p3*x + p4  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  p1 = 0.278464195140056  
  p2 = -6.683207651441409  
  p3 = 1.109045813904684e+02  
  p4 = 1.453414109568082e+02
```

x = pVerd Verdampferdruck [bar]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 1.270588656388221e+06  
rsquare: 0.992957084309055  
dfe: 20781  
adjrsquare: 0.992956067575160  
rmse: 7.819325023191335
```

C1.3.) Temperaturdifferenz über Turbine

Linear model Poly1:

```
-----  
fittedmodel(x) = p1*x + p2  
Coefficients (with 95% confidence bounds):  
  p1 = 0.041523662516494  
  p2 = 17.269173782354976
```

x = Pel_Turb Generatorleistung (Turbine) [kW]

Goodness of fit:

```
-----  
sse: 7.686361375491628e+04  
rsquare: 0.992544376520127  
dfe: 35361  
adjrsquare: 0.992544165677009  
rmse: 1.474341636102377
```

D1.) Outputs des Moduls „Manueller Input“

Tabelle D1.1: Sammlung der wichtigsten berechneten Parameter aller Komponenten

'Pumpe'									
'TT112 = '	[94.5386]	'C'	'p_Kond = '	[0.1716]	'bar'				
'TT112b = '	[95.0555]	'C'	'p_PumpOut = '	[9.7034]	'bar'				
'm_MDM = '	[11.9142]	'kg/s'	'Pel_Pump = '	[19.9661]	'kW'				
'etha_sP = '	[80]	'%'	'etha_mP = '	[95.6754]	'%'				
'Turbine'									
'TT106 = '	[271.6733]	'C'	'p_Verd = '	[9.7034]	'bar'				
'TT110 = '	[231.7352]	'C'	'p_TurbOut = '	[0.1716]	'bar'				
' '			'Pel_Turb = '	[500.7939]	'kW'				
'etha_sT = '	[74.9093]	'%'	'etha_gesT = '	[82.9472]	'%'				
'Verdampfer'									
'TT100 = '	[299.7685]	'C'	'p_TöLVerdIn = '	[1]	'bar'				
'TT102 = '	[275.3617]	'C'	'p_TöLVerdOut = '	[1]	'bar'				
'm_TöL = '	[25.2959]	'kg/s'	'Q_VerdTöL = '	[1.5576e+03]	'kW'				
'TT108 = '	[247.3487]	'C'	'Q_VerdSil = '	[1.6491e+03]	'kW'				
'TT106 = '	[271.6733]	'C'	'p_Verd = '	[9.7034]	'bar'				
'dT_ÜH = '	[5.5893]	'C'	' '	' '	' '				
'Kondensator'									
'TT103 = '	[60.1563]	'C'	'p_HWKondIn = '	[1]	'bar'				
'TT104 = '	[90.3357]	'C'	'p_HWKondOut = '	[1]	'bar'				
'm_HW = '	[20]	'kg/s'	'Q_KondSil = '	[2.3820e+03]	'kW'				
'TT119 = '	[108.8132]	'C'	'Q_KondHW = '	[2.5306e+03]	'kW'				
'TT112 = '	[94.5386]	'C'	'p_Kond = '	[0.1716]	'bar'				
'Vorwärmer'									
'TT102 = '	[275.3617]	'C'	'p_TöLVorwIn = '	[1]	'bar'				
'TT101 = '	[249.8409]	'C'	'p_TöLVorwOut = '	[1]	'bar'				
' '			'Q_Vorw = '	[1.5674e+03]	'kW'				
'TT109 = '	[190.7456]	'C'	'p_VorwIn = '	[9.7034]	'bar'				
'TT108 = '	[247.3487]	'C'	'p_Verd = '	[9.7034]	'bar'				
'Regenerator'									
'TT110 = '	[231.7352]	'C'	'p_TurbOut = '	[0.1716]	'bar'				
'TT119 = '	[108.8132]	'C'	'p_Kond = '	[0.1716]	'bar'				
'kA_Reg = '	[1.0015e+05]	'W/K'	'Q_Reg = '	[2.4981e+03]	'kW'				
'TT112b = '	[95.0555]	'C'	'p_PumpOut = '	[9.7034]	'bar'				
'TT109 = '	[190.7456]	'C'	'p_VorwIn = '	[9.7034]	'bar'				

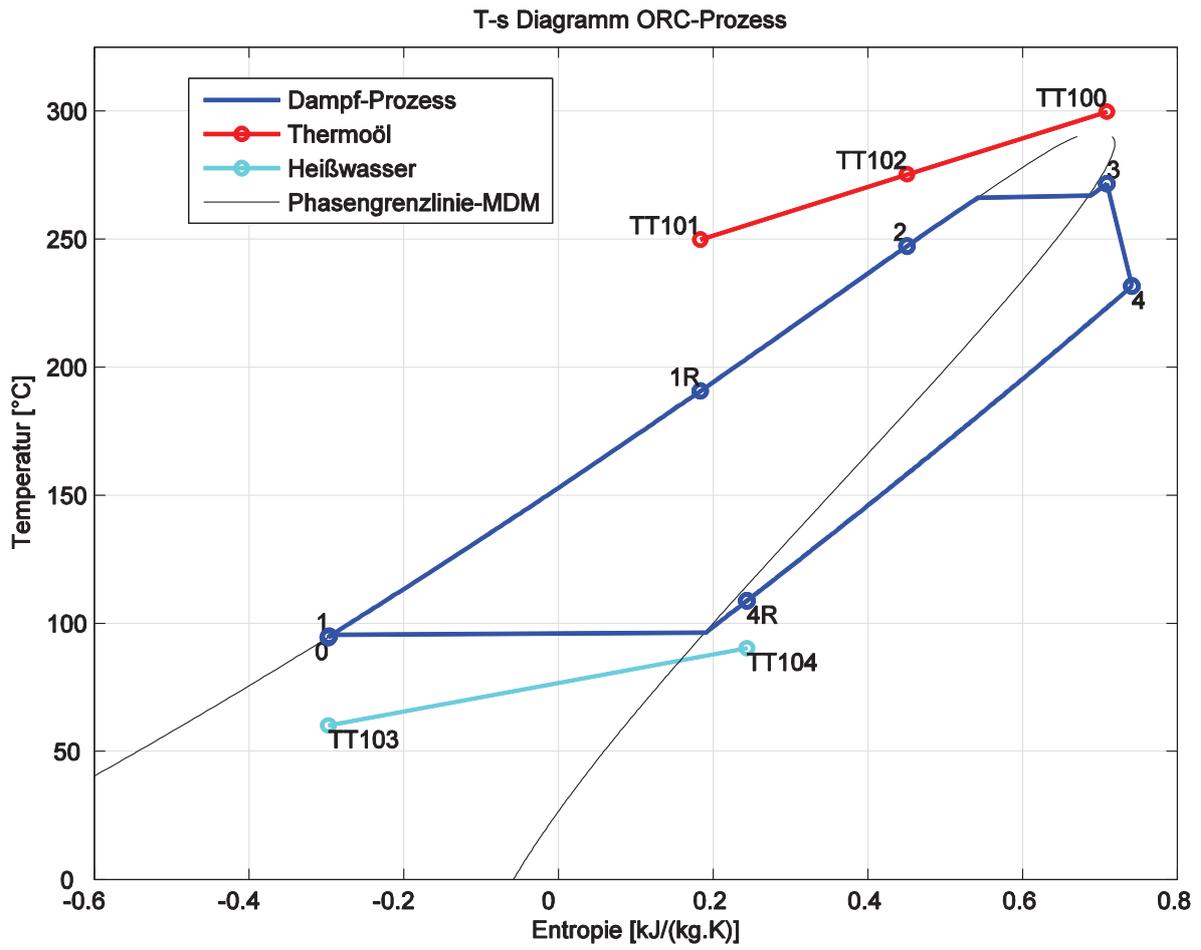


Abbildung D1.1: T-s Diagramm des ORC Prozesses

D2.) Outputs des Moduls „Diagnose“

Tabelle D2.1: Diagnosebericht (gekürzte Version)

```
----- PUMPE -----
Pumpenleistung zu hoch! Leistungsfaktor der Pumpe (bezogen auf Generatorleistung) überschreitet den vorgegebenen Grenzwert!;
00:00:00, 01-06-2013

----- TURBINE -----
Gemessene Turbinenleistung zu hoch! (Abweichung: +/-3%)
Berechnete Ein/Ausgangszustände der Turbine stimmen nicht mit Messung überein! Es kann keine Aussage über die Ursache
getroffen werden! --> Überprüfen von p,T im Verdampfer bzw. Kondensator notwendig!
(ACHTUNG: mit Turbinendiagnose gegenprüfen, Schmieröleintritt in Turbine kann Ursache für erhöhtes dT sein!);
00:00:00, 01-06-2013
Schmieröleintritt in ORC-Kreislauf bei der Turbine wahrscheinlich! Leckage tritt meist bei statischem O-Ring der
Gleitringdichtung der Turbine auf
(Weiteres Anzeichen: Dunkle Färbung des Silikonöls durch übermäßige Anwesenheit des Schmieröls);
00:40:00, 01-06-2013

----- VERDAMPFER/VORWÄRMER -----
Gemessener Verdampfdruck kleiner als berechneter!
Ursache unbekannt;
01:05:00, 01-06-2013
Primäre Wärmeleistung im Verdampfer zu hoch! Mögliche Ursachen: fehlerhafte Messfühler im Verdampfer bzw. Thermoolkreislauf
ODER mögliche Leckage im Wärmetauscher
(Der Eingabewerts des Thermoöl-Volumenstroms sollte trotzdem kontrolliert werden!);
01:05:00, 01-06-2013

----- KONDENSATOR -----
Grädigkeit im Kondensator zu hoch! (über 10°C)
Dies ist ein Indiz für mögliche Verschmutzung der Kondensator-Wärmetauscherfläche! (schlechter Wärmeübergang im Wärmetauscher);
00:00:00, 01-06-2013

----- REGENERATOR -----
Erhöhter Regenerator-Wärmeverlust! Evtl. Verschmutzung der Wärmetauscherflächen
(Primäre Ausgangstemperatur T119 zu gering)
00:45:00, 01-06-2013
```

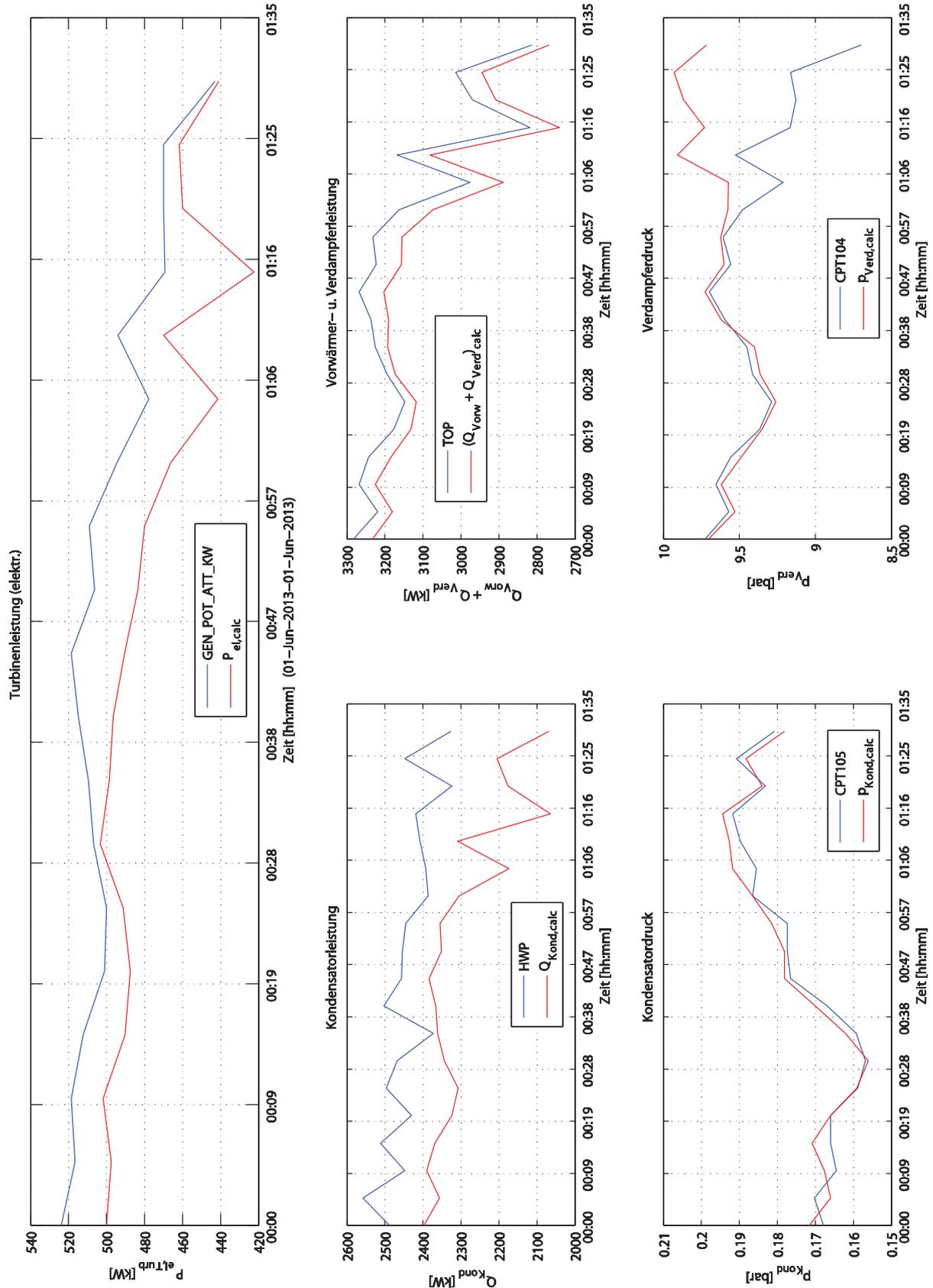


Abbildung D1.2: Diagramm der Schlüsselfaktoren des ORC Prozesses

Literaturverzeichnis

- [1] K. Matsuda, "Low heat power generation system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, no. 2, pp. 1056–1061, 2014.
- [2] C. W. Chan, J. Ling-Chin, and A. P. Roskilly, "A review of chemical heat pumps, thermodynamic cycles and thermal energy storage technologies for low grade heat utilisation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 1257–1273, 2013.
- [3] S. Quoilin, Broek, Martijn Van Den, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
- [4] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, 2011.
- [5] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325–342, 2013.
- [6] L. Branchini, A. de Pascale, and A. Peretto, "Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, no. 2, pp. 129–140, 2013.
- [7] L. van Le, M. Feidt, A. Kheiri, and S. Pelloux-Prayer, "Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids," *Energy*, vol. 67, pp. 513–526, 2014.
- [8] H. Xi, M.-J. Li, C. Xu, and Y.-L. He, "Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm," *Energy*, vol. 58, pp. 473–482, 2013.
- [9] Turboden, "Gebrauchs- und Wartungshandbuch des Turbogenerators ORC T500-T600," 2005.

- [10] F. J. Fernández, M. M. Prieto, and I. Suárez, "Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids," *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 5239–5249, 2011.
- [11] MathWorks, "Simscape™ 3 User's Guide," www.Manualslib.com, 2010.
- [12] _____, "Simscape™ 3 Language Guide," www.Manualslib.com, 2010.
- [13] H.-J. Kretzschmar, I. Stoecker, M. Kunick, and S. Herrmann, "Property Library for the Industrial Formulation IAPWS-IF97 for Water and Steam, FluidLAB with LibIF97 for MATLAB®," 2011.
- [14] H.-J. Kretzschmar, I. Stoecker, M. Kunick, F. Elschner, and Doleisch von Dolsperg, G, "Property Library for Octamethyltrisiloxane (MDM) C₈H₂₄Si₃O₂, FluidLAB with LibMDM for MATLAB®," 2011.
- [15] Solutia Inc, "THERMINOL 66, High Performance Highly Stable Heat Transfer Fluid," <http://www.therminol.com/>, 2004.
- [16] SIEMENS, "SIEMENS IEC Käfigläufermotoren, Baugrößen 56 bis 450, Leistung 0,06 kW bis 1250 kW," no. Katalog D 81.1 2006, <http://www.sea.siemens.com/motors>, 2006.
- [17] Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian Bauer, "Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II: Lehrveranstaltungen 302.673 & 302.677," 2013, Auflage 4.0.
- [18] R. Bertanzi, "Toblach Biomasse Tagung 18.10.2013, Optimierung von ORC Anlagen," <http://www.sev.bz.it>, 2013.
- [19] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne, and A. Quijano, "A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 6, pp. 4175–4189, 2012.