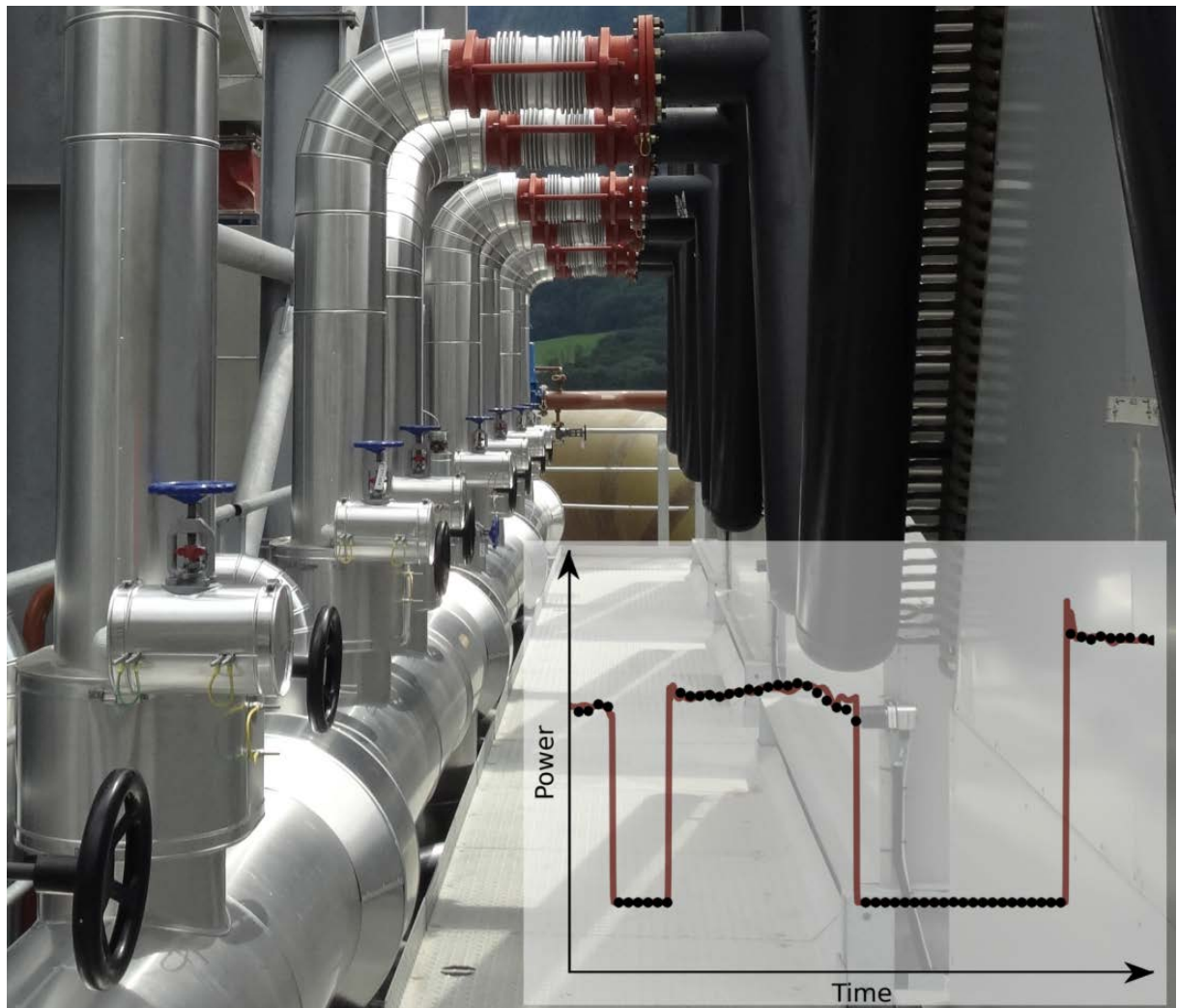




Abschlussbericht 22.02.2016

Dynamische Simulationsumgebung für ORC-Prozesse





Datum: 22. Februar 2016

Ort: Horw

Auftraggeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Industrielle Prozesse
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer/in:

Hochschule Luzern Technik & Architektur
Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw
www.hslu.ch

Autor/in:

Adrian Rettig, Hochschule Luzern, adrian.rettig@hslu.ch
Thomas Sergi Yanez, Hochschule Luzern, thomas.sergi@hslu.ch
Ulf Christian Müller, Hochschule Luzern, ulfchristian.mueller@hslu.ch
Urs Herzog, LafargeHolcim, Holcim Technology Ltd, urs.herzog@lafargeholcim.com
Roberto Pianta, Axpo Power AG, Neue Energien, roberto.pianta@axpo.com

BFE-Bereichsleitung: Carina Alles, Carina.Alles@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Carina Alles, Carina.Alles@bfe.admin.ch

BFE-Vertragsnummer: SI/500931-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Bundesamt für Energie BFE

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · contact@bfe.admin.ch · www.bfe.admin.ch

Zusammenfassung

Im Vorhaben SI/500931-01 - Dynamische Simulationsumgebung für ORC-Prozesse - soll eine auf physikalischen Modellen beruhende Simulationsplattform aufgebaut werden, welche das transiente Betriebsverhalten von energetischen Systemen mit ORC-Anlagen wiedergeben kann. Hierzu sind 2 Pilotanlagen; ORC-Anwendung am Zementwerk Untervaz (Fa. LafargeHolcim), Nennleistung 1.8 MW_{el} und eine Anwendung an einer Biogasanlage der Fa. Axpo in Klingnau, Nennleistung 30 kW_{el}, abzubilden und die Modelle anhand von Messdaten zu kalibrieren. Basierend auf diesen Ergebnissen sollen Anlagen- und Betriebsvariationen (Optimierungen) mit dem Ziel untersucht werden die Kosten für ORC-Anwendungen zu reduzieren. Damit steht ein Werkzeug zur Verfügung zukünftige ORC-Anwendungen bereits in der Projektierungsphase zu unterstützen und so einen Beitrag zu leisten die Abwärmeverstromung mit ORC wirtschaftlich attraktiver zu gestalten. Begleitend zum Aufbau der Simulationsumgebung soll an der HS Luzern ein ORC-Hub für die Schweiz etabliert werden. Dies zur Koordination und Sichtbarmachung der Aktivitäten rund um die ORC-Technologie in der akademischen und auch industriellen Landschaft der Schweiz.

Die Arbeiten zum Aufbau und der Kalibration der Dynamischen Simulationsplattform für die beiden Pilotanwendungen konnten erfolgreich abgeschlossen werden. Aus den Betriebserfahrungen der untersuchten Pilotanwendungen wird deutlich, dass ein erheblicher Bedarf zum besseren Verständnis des Betriebsverhaltens solcher Anlagen besteht. Zur Bewertung eines optimierten Betriebes oder einer veränderten Anlagenkonfiguration ist die thermodynamische und entsprechend wirtschaftliche Auswirkung zu quantifizieren. Erst aus beiden Betrachtungen kann eine Thermoökonomische Optimierung erfolgen. Zu diesem Zweck sind die Kostenstrukturen und entsprechende Veränderungen bei Anpassungen der Systemarchitektur darzustellen. Eine solche Kostenanalyse und daraus abgeleitete Kostenmodelle wurden erstellt (teilweise basierend auf Literaturdaten) und auf die Klingnau-Anlage appliziert. Gleichzeitig wurde die Auswirkung auf der thermodynamischen Ertragsseite mit Hilfe der dynamischen Systemsimulationen nachgewiesen sowie den Nutzen von Anlagen- und Betriebsmodifikationen entsprechend monetär quantifiziert.

Im begleitenden Arbeitspaket zum Aufbau des ORC-Hubs an der HS Luzern konnte das Schweizer ORC-Symposium etabliert werden. Diese Veranstaltung bietet der ORC-Community in der Schweiz einen Rahmen sich auszutauschen und voneinander zu profitieren und so gemeinsam sinnvolle Aktivitäten zur Steigerung einer effizienten Energieausnutzung voranzutreiben. Daneben wurde ein regelmässiger Austausch zwischen den verschiedenen akademischen Stellen in der Schweiz, welche sich mit dem Thema Abwärme-Verstromung mittels ORC-Prozessen beschäftigen, initiiert. Durch den Aufbau der Website des ORC-Hubs an der HSLU wurde eine strukturierte Informationsgrundlage für interessierte Anwender und Betreiber geschaffen.

Den weiteren Ausbau der Simulationsplattform sichert ein Folgeprojekt, welches durch ein Industrie-Konsortium finanziert wird. Dort werden begleitende dynamische Simulationen schon vor und während der Realisierung einer ORC-Anwendung durchgeführt. Dadurch werden die Konzipierung eines optimierten Betriebskonzeptes und eine effiziente Inbetriebnahme unterstützt. Die weitere Finanzierung der Fortführung der begleitenden Aktivitäten zum Erhalt und Ausbau des ORC-Hubs an der HSLU ist offen. Seitens des BFE konnte bis zum Projektabschluss keine Zusage einer Förderung gemacht werden.



Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Inhaltsverzeichnis	4
Abkürzungsverzeichnis	6
Ausgangslage	7
Ziel der Arbeit	8
Vorgehen und Ergebnisse	9
Begleitende Massnahmen (AP 4)	9
Verifizierung Betriebsverhalten (AP 1)	12
Thermodynamische Modellierung/Validierung/Optimierung (AP1-3)	13
1.1. Grundsätzliches Vorgehen	13
1.2. Vergärungsanlage Klingnau	15
1.2.1. Anlagenbeschrieb	15
1.2.2. Modellierung	15
1.2.3. Regelkonzept	16
1.2.4. Kalibration	19
1.2.5. Ergebnisse und Validierung	21
1.2.6. Diskussion	23
1.2.7. Anlagenalternative mit 15kW-ORC-Modul	24
1.2.8. Optimierungspotenzial und thermodynamische Bewertung	25
1.3. Zementwerk Untervaz	29
1.3.1. Anlagenbeschrieb	29
1.3.2. Modellierung	29
1.3.3. Kalibration	31
1.3.4. Ergebnisse	33
1.3.5. Diskussion	36
1.3.6. Geänderte Prozessführung und Optimierungspotenzial	37
Kostenanalyse (AP 2)	42
1.4. Vorgehen	42
1.5. Kostenstrukturen aus der Literatur	42
1.6. Skalierungsmodell und Kostenkorrelationen	43
1.7. Synthetische Kostenstruktur der Klingnau-Anlage	46
Thermoökonomische Bewertung (AP 3)	49
Schlussfolgerungen	52
Referenzen	54
Anhang	56



A	Detaillierte Simulationsergebnisse für die Untervaz-Anlage.....	56
B	Simulationsergebnisse Parametervariation Untervaz.....	60
C	Ökonomische Bewertung der Klingnau-Anlage	61



Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

ORC	Organic Rankine Cycle
VTG	Variable Turbinengeometrie
WHR	Waste Heat Recovery
WÜ	Wärmeübertrager
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index

Formelzeichen

a_x	Parameter für Kostenfunktionen	
A	Fläche	m^2
c_0	Isentrope Austrittsgeschwindigkeit Turbine	$\frac{m}{s}$
C_i	Kosten Komponente i	€ (oder k€)
$\dot{E}$	Exergiestrom	W
Δh_{is}	Isentrope Enthalpiedifferenz Turbine	$\frac{J}{kgK}$
K_t	Stodola-Koeffizient (äquivalente Turbinenfläche)	-
$LMTD$	Mittlere Logarithmische Temperaturdifferenz (Log-Mean-Temperature-Difference)	K
$\dot{m}$	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
n	Drehzahl Turbine	Hz
P_{net}	Elektrische Leistung Anlage Netto	W
p_1	Eintrittsdruck Turbine	Pa
p_2	Austrittsdruck Turbine	Pa
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
SP	Größenparameter (Size Parameter)	m
UA	Wärmeübertragungskapazität	$\frac{W}{K}$
u	Umfangsgeschwindigkeit Turbine	$\frac{m}{s}$
v_1	Spezifisches Volumen am Turbineneintritt	$\frac{m^3}{kg}$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
W_{el}	Elektrische Leistung	W bzw. kW
η	Wirkungsgrad	-
$\frac{u}{c_0}$	Laufzahl Turbine	-

Ausgangslage

Mit dem „ORC-Hub“ wird im Rahmen des Projektes eine zentrale Stelle in der Schweiz aufgebaut, welche ORC-Anwendungen begleitet, Betriebserfahrungen aufgreift und den Feedback-Loop in die angewandte Forschung und Entwicklung sicherstellt. Im Projekt wird der Kompetenzaufbau angestossen und die Grundlagen geschaffen, um längerfristig die Investitionskosten von ORC-Anwendungen zu senken.

Konkret werden im Projekt die Betriebserfahrungen von zwei bestehenden Pilot-Anwendungen genutzt, um eine Simulationsumgebung für ORC-Anwendungen zu schaffen und zu verifizieren. Mit einer solchen Umgebung lässt sich längerfristig der gesamte Prozess vom ORC-Design über die Planung bis hin zur Umsetzung unterstützen. So können künftig Kosten gesenkt werden, die sich heute üblicherweise zu je einem Drittel aus Planung/Engineering, Anlagen-Integration (Wärmeauskopplung) und ORC-Modul zusammensetzen.

Das Projekt gliedert sich in vier Hauptarbeitspakete (AP). Die Arbeitspakete 1-3 werden jeweils mit einem Milestone abgeschlossen. Das Arbeitspaket 4 läuft begleitend zum Gesamtprojekt. Der geplante Lösungsweg ist in Abbildung 1 schematisch dargestellt.

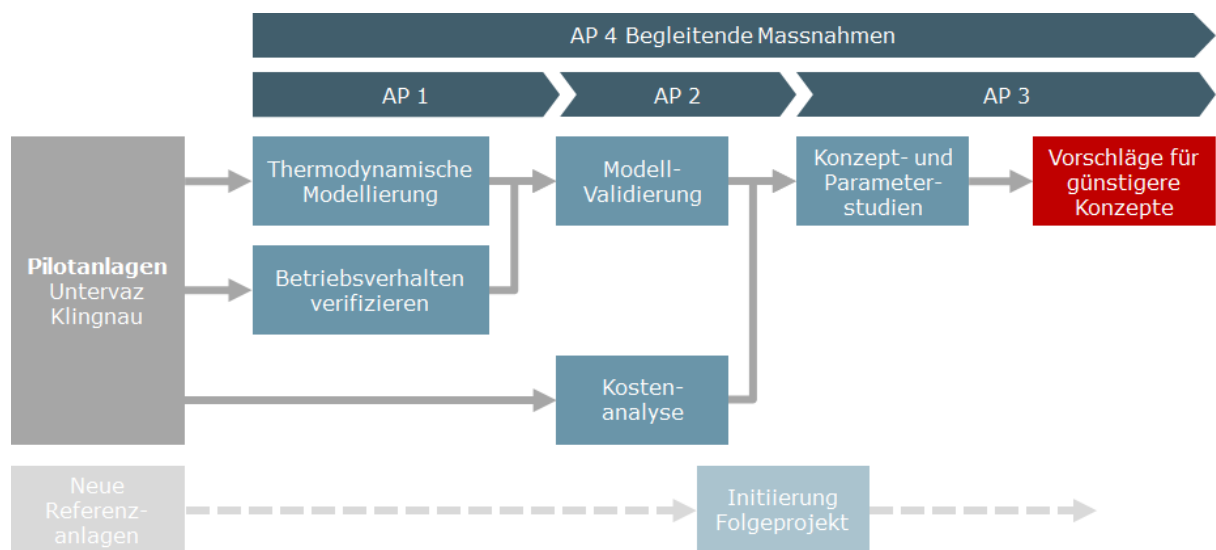


Abbildung 1: Arbeitspakete und geplanter Lösungsweg

Die ORC-Pilotanlagen Intervaz und Klingnau werden mit Hilfe eines modellbasierten Tools thermodynamisch abgebildet. Falls nötig werden zusätzliche Messdaten erhoben und ausgewertet, um das Betriebsverhalten der Pilotanlagen zu verifizieren. Mit diesen Daten lassen sich die thermodynamischen Modelle validieren. Ausgehend von der Kostenanalyse der beiden Anlagen lassen sich mit Hilfe des modellbasierten Tools verschiedene Konzept- und Parameterstudien durchführen. Im Arbeitspaket 3 ist geplant daraus 2-3 Konzeptvorschläge für zukünftige, kostengünstigere ORC-Anlagen abzuleiten. Während der gesamten Projektdauer werden begleitende Massnahmen umgesetzt, um die Kontinuität im Kompetenzaufbau sicherzustellen und den ORC-Hub zu etablieren. Insbesondere werden spätestens Ende Arbeitspaket 2 Zusatz- bzw. Folgeprojekte initiiert. Darüber hinaus soll ein strukturierter Netzwerkaufbau mit allen beteiligten Interessensgruppen



erfolgen (Dissemination). Der regelmässige Austausch und die Koordination der akademischen Arbeiten in diesem Themengebiet werden sichergestellt.

Ziel der Arbeit

Die konkreten Ziele der Arbeit werden nachfolgenden kurz zusammengefasst.

1. **Begleitende Massnahmen (AP 4):** Mit den begleitenden Massnahmen aus dem Arbeitspaket 4 wird die Kontinuität im Kompetenzaufbau und die Etablierung des ORC-Hubs sichergestellt. Die Massnahmen werden mit diesem Projekt initiiert und werden nach Ende dieses Projektes weitergeführt (kontinuierlicher Prozess). Folgende Aktivitäten sind vorgesehen:
 - a. Jährliches Schweizer ORC-Symposium ist durchgeführt
 - b. Mind. eine Veröffentlichung pro Jahr ist publiziert
 - c. Website und Datenbank sind aufgebaut und wird gepflegt
 - d. Koordination mit weiteren akademischen Stellen in der Schweiz wird durchgeführt
2. **Verifizierung Betriebsverhalten (AP 1):** Das Betriebsverhalten der Referenzanlagen Untervaz und Klingnau sind basierend auf technischen und wirtschaftlichen Daten verifiziert. D.h. es wurde untersucht, ob die Anlagen die technischen und wirtschaftlichen Erwartungen erfüllen oder nicht.
3. **Thermodynamische Abbildung des Prozesses (AP 1):** Die Referenzanlagen Untervaz und Klingnau sind mit Hilfe eines modellbasierten Tools thermodynamisch abgebildet und validiert. Dabei erlauben die Anlagen-Modelle die Untersuchung von dynamischen Vorgängen.
4. **Validierung der Anlagenmodelle (AP 2):** Das thermodynamische Modell reproduziert gemessene Prozesswerte.
5. **Kostenanalyse (AP 2):** Die verbauten Komponenten sind bezüglich ihrer Kosten analysiert. Die Erarbeitung einer möglichst detaillierten Kostenstruktur soll helfen, die wahren Kostentreiber zu evaluieren. Daraus ergeben sich Anhaltspunkte für Kostenreduktionsmassnahmen und vereinfachte und günstigere Konzepte (z.B. über massive Funktionsintegration).
6. **Konzept- und Parameterstudien mit Vorschlägen für günstigere Konzepte (AP 3):** Basierend auf den Betriebserfahrungen, der Kostenanalyse und der Konzeptstudie sind 2-3 neue Ideen zur Kostenreduktion abgeleitet. In Absprache mit der Programmleitung wurde der Inhalt dieses AP leicht modifiziert. Für die Pilotanwendungen werden eine Betriebs- und eine Anlagenkonfigurationsvariante untersucht.

Nachfolgend werden die aus den Zielen abgeleiteten Arbeiten und deren Ergebnisse diskutiert.

Vorgehen und Ergebnisse

Begleitende Massnahmen (AP 4)

In Bezug auf die begleitenden Massnahmen (Arbeitspaket 4) wurden im Jahr 2015 folgende Aktivitäten durchgeführt:

- 2. Schweizer ORC-Symposium 2015 veranstaltet
- Veröffentlichung an der ASME ORC 2015 in Brüssel [18]
- Veröffentlichung / Vorträge am Schweizer ORC-Symposium [24], [29]
- [Website](https://www.hslu.ch/de-ch/technik-architektur/forschung/kompetenzzentren/fluidmechanik-hydromaschinen/dynamische-stroemungs-und-prozesssimulationen/organic-rankine-cycle-orc) und Datenbank wurden aktualisiert und erweitert (<https://www.hslu.ch/de-ch/technik-architektur/forschung/kompetenzzentren/fluidmechanik-hydromaschinen/dynamische-stroemungs-und-prozesssimulationen/organic-rankine-cycle-orc>)
- Koordination mit weiteren akademischen Stellen in der Schweiz wurde im Rahmen des ORC-Symposiums durchgeführt
- Netzwerkaufbau und Pflege nationaler und internationaler Kontakte in der ORC-Community

Das 2. Schweizer ORC-Symposium wurde am 6. November 2015 in Horw an der HSLU veranstaltet. Mit 45 Teilnehmern aus In- und Ausland nahmen sogar etwas mehr ORC-Interessierte, als bei der ersten Veranstaltung vor einem Jahr teil. Gut die Hälfte der Anwesenden war bereits beim 1. ORC-Symposium in 2014 dabei. Wiederum konnte ein abwechslungsreiches Programm mit 9 Vorträgen zusammengestellt werden. Zwei Vorträge standen dabei direkt in Verbindung mit dem laufenden Vorhaben [24], [29]. Themen fächerten sich über Anlagen und Technologien, Betriebserfahrungen hin zu Betreibermodellen (Contracting). Die Diskussionen nach den Vorträgen und in den Pausen zeigten das grosse Interesse an dem Thema und bieten eine sehr gute Grundlage auch in 2016 wieder ein attraktives Programm zusammenstellen zu können.

Im Oktober 2015 fand die 3. ASME ORC Konferenz in Brüssel statt. Es waren über 350 Teilnehmer aus aller Welt anwesend. Dies ist die grösste internationale Konferenz, welche sich speziell mit dem Thema ORC auseinandersetzt. Es zeigte sich, dass international das Interesse an der ORC-Technologie steigt. Besonders die industriellen Anbieter von ORC-Anlagen und deren Komponenten mehren sich. Allerdings ist immer noch kein Durchbruch am Markt mit hohen Stückzahlen erkennbar. Hoffnung wecken die Aktivitäten der Automobil- und LKW-Industrie, welche die ORC-Technologie für mobile Anwendungen zur Marktreife entwickeln möchten. Eine Markteinführung wurde für 2020-2025 in Aussicht gestellt. Dies eröffnet die Chance von den Erfahrungen der Kostenreduktionen dieser Branche zu profitieren. An dieser Konferenz wurde ein Vortrag [18] von den Autoren präsentiert, welcher zur späteren Veröffentlichung in einem internationalen Fach-Journal zugelassen wurde.

Die [Website](#) des ORC-Hubs wurde erweitert und aktualisiert. Neu sind nun auch Links zu Veranstaltungen, Verbänden und Organisationen rund um die ORC-Technologie, sowie zu den Herstellern von ORC-Anlagen und von Engineering-Dienstleistern aufgelistet. So können sich Interessierte sehr gezielt über Angebote und Leistungsspektren von ORC-Anlagen, sowie über Erfahrungen aus der ORC-Community, informieren.

Der Austausch und die Koordination der nationalen akademischen Stellen umfasst eine Reihe von Aktivitäten an verschiedenen Stellen in der Schweiz.

An der ZHAW in Winterthur (Prof. Frank Tillenkamp) bearbeitet Dr. Thomas Bergmann das Thema ORC-Anlage in Kombination mit thermischen Speichern. Hierzu wurde in den Jahren 2014/2015 im Labor der ZHAW eine 15 kW_{el} ORC-Anlage der Firma Enefttech aufgestellt (2014) und erfolgreich in



Betrieb genommen (2015). Dabei wird die Wärme-Einkopplung in das ORC-System durch eine elektrische Heizeinrichtung vorgenommen, um grösstmögliche Flexibilität für den Betrieb zu haben. Die so installierte Anlage bietet beste Voraussetzungen unter kontrollierten Bedingungen einen transienten Betrieb der ORC-Anlage mit thermischen Speichern zu untersuchen. Damit kann eine wertvolle Datenbasis geschaffen werden, die im Rahmen dieses Projektes entwickelte dynamische Simulationsumgebung weiter auszubauen und zu validieren. Es war geplant basierend auf einer in 2014 gemeinsam mit Thomas Bergmann erstellten Projektskizze ein Konsortium für die Teilfinanzierung der Arbeiten aus der Industrie zu bilden. Leider ist es bis anhin nicht gelungen Partner in der Industrie hierfür zu gewinnen. Die Labor-Anlage wird zurzeit lediglich zu Schulungszwecken innerhalb der Lehre betrieben. Es bleibt nach wie vor das Ziel ein Forschungsprojekt mit Industriepartnern zu starten, um die oben beschriebene Zielsetzung weiterzuverfolgen.

In einer Aussenstelle der EPFL in Neuchâtel beschäftigt sich die Arbeitsgruppe von Prof. Jürg Schiffmann unter anderem mit der Entwicklung von Expandern für kleine ORC-Anlagen, sowie die Kombination von Expandern mit Wärmepumpenkompressoren. Im Jahr 2015 wurde Die Arbeitsgruppe von Jürg Schiffmann mit dem Best Paper Award der 2. ASME ORC Konferenz 2013 in Rotterdam ausgezeichnet. Über diese Arbeiten berichtete Jürg Schiffmann am 1. Schweizer ORC-Symposium 2014 in Horw. Ein Austausch mit Jürg Schiffmann fand in Rahmen der diesjährigen 3. ASME ORC Konferenz in Brüssel statt.

An der Hochschule Rapperswil haben 2 Studenten eine Studentenarbeit in 2015 über das Thema ORC bearbeitet. Beide Studenten haben am 2. ORC-Symposium in Horw teilgenommen. Für 2016 ist geplant den Kontakt zur HSR zu etablieren und somit den Kreis der Kooperation und des Austausches in der Schweizer Hochschullandschaft zu diesem Thema zu erweitern.

Von der Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW (Lea Hug und Thomas Helbling) wurde in 2015 ein Workshop zum Thema Abwärmeinventar für Industrielle Prozesse in der Schweiz veranstaltet. Unter den Teilnehmern war auch ein Projektpartner aus dem laufenden Projektvorhaben, Dr. Thomas Bürki. Informationen zum Workshop [30] sind via Lea Hug / FHNW verfügbar.

Innerhalb der Hochschule Luzern gibt weiterhin es zahlreiche Schnittstellen zwischen den verschiedenen Arbeitsgruppen was das Thema ORC angeht.

PinCH-Tool: Hier ist die Erweiterung des Tools um den Baustein ORC nahezu abgeschlossen. Die nächsten Schritte hier sind die Erarbeitung einer Kostendatenbank unter anderem auch für ORC-Anlagen. Diese Arbeiten können von der Kostenanalyse, welche im Rahmen dieses Vorhabens erarbeitet wird profitieren.

DESC: Die Arbeitsgruppe DESC (**D**ual **E**nergy **S**torage and **C**onverter) geleitet von Dr. Anastasia Stamatiou, beschäftigt sich mit Kombination von Speichern auf verschiedenen Temperatur-Niveaus und entsprechenden Energieumwandlungsmaschinen, um Wärme unter Einsatz von elektrischer Energie auf ein höheres Niveau zu pumpen und auf der anderen Seite Wärme zu verstromen. Zur Verstromung bietet sich ein ORC-Prozess an. Im Jahr 2015 wurde eine Studentenarbeit gestartet, die DESC-Architektur in der Dynamischen Simulationsumgebung mit Modelica aufzubauen. Es ist geplant in 2016 diese Arbeiten fortzusetzen und die Simulationsumgebung für diese Anwendungen schrittweise auszubauen.

BIO: Die Arbeitsgruppe **BIO** von Prof. Thomas Nussbaumer hat einen Schwerpunkt im Bereich Biomasseverbrennung. Solche Anlagen sind in der Schweiz teilweise mit ORC-Anlagen zur Abwärme-Verstromung kombiniert. Es bestehen etliche Kontakte zu Anlagenherstellern und Betreibern solcher kombinierten Anlagen, welche genutzt wer-



den können den Kompetenzaufbau im Bereich ORC voranzutreiben. So auch zu Urs Zwingli von der Fa. Calorex. Am 2. ORC-Symposium in Horw hat Urs Zwingli einen Erfahrungsbericht für ORC-Anwendungen in Kombination mit Biomasseverbrennung (Holzschnitzel) gegeben.

SORP: In der Arbeitsgruppe **SORP**tion geleitet von Prof. Dr. Mirko Kleingries wird das Thema Wärme Speicherung in Sorbentien behandelt. In 2014 wurde gemeinsam die Idee eines „Wärmetransformator“, angetrieben durch Wärme und einen Sorptionsprozess, entwickelt. Dieser wäre dann einsetzbar, um für den ORC-Prozess standardisierte Eingangsbedingungen zu schaffen. Damit wäre eine entscheidende Hürde für eine wirtschaftliche Abwärme-Verstromung aus dem Weg geräumt, da es nun möglich wäre eine grössere Stückzahl von immer gleichen ORC-Modulen, welche mit gleichen Eingangsbedingungen arbeiten, herzustellen. Leider konnte in 2015 aus Kapazitätsgründen diese Idee nicht weiter verfolgt werden.

Es ist in 2014 geplant gewesen die Zusammenarbeit mit dem IBM Forschungszentrum in Rüschlikon (Dr. Bruno Michel) in 2015 weiter zu konkretisieren. Hier wäre auch eine Anwendung dieser Technologie mit **HighConcentrationPhotovoltaicThermalSystem** ein zukünftiges Anwendungsgebiet von ORC-Prozessen. Leider hat sich bis anhin daraus keine weitere Zusammenarbeit ergeben.

Aus der in 2014 durchgeführten Konzeptstudie für die Regionalwerke Baden ist eine Folgeanwendung der dynamischen Simulationsumgebung für Biomasseverbrennung mit einer Nachverstromung durch eine ORC-Anlage konkretisiert worden. Gemeinsam mit einem Industriepartner-Konsortium, bestehend aus den Regionalwerken Baden, der ABB Schweiz und der Firma Gruner / Gruneko, wird in 2016 der Aufbau die Inbetriebnahme und später der Betrieb der Energiezentrale durch begleitende dynamische Simulationen unterstützt.

Mit der Universität Liege in Belgien wurde der Kontakt weiter gepflegt, um die Zusammenarbeit bzgl. der Modellierung von dynamischen Prozessen mit Modelica voranzutreiben. Die Arbeiten in Liege verfolgen ähnliche Zielsetzungen, wie die des hier bearbeiteten Projektes. Im Rahmen der 3. ASME ORC Konferenz 2015 in Brüssel wurde der Austausch vorangetrieben.

Die Hochschule Luzern (Prof. Ulf Christian Müller) ist Mitglied im ORC Fachverband e.V. in Deutschland. Seit 2015 ist Prof. Ulf Christian Müller neu im Vorstand des Fachverbandes, als Vertreter der Wissenschaft. Der Fachverband vertritt die Interessen der Industrie im Bereich ORC-Technologie. Der Mitgliederkreis setzt sich zusammen aus Anlagen- und Komponentenherstellern, Betreibern von ORC-Anlagen, Akademische Stellen sowie Juristen, welche die gesetzlichen Rahmenbedingungen beobachten und für die Politik beratend zur Seite stehen. Die jährlich eine Jahreskonferenz des ORC-Fachverbandes wird von der Arbeitsgruppe aus Luzern besucht.

Mit einem grossen Zulieferunternehmen (Automotive / Truck) aus Deutschland wurde eine Zusammenarbeit in 2015 vorbereitet. Diese zielt auf die Unterstützung der Markteinführung von ORC-Systemen in mobilen Anwendungen durch dynamische Prozesssimulationen. Damit konnte ein sehr hoffnungsvoller Kontakt für zukünftige ORC-Anwendungen aufgebaut werden. Besonders in mobilen Anwendungen spielen die dynamischen Vorgänge innerhalb eines ORC-Systems eine bedeutende Rolle. Hier lässt sich das volle Potential der dynamischen Simulationsumgebung, solche Anwendungen zu unterstützen, entfalten.

Zum Projektabschluss ist aus dem Arbeitspaket 4 noch eine Pendeiz offen. Zwar konnte ein Folgeprojekt mit Start 2016 initiiert werden (RWB/ABB/Gruneko), allerdings beinhaltet dieses Projekt keinerlei Aktivitäten zum Ausbau und zur weiteren Pflege des ORC-Hubs an der HSLU. Hierzu wäre eine weitere Unterstützung seitens des BFE wünschenswert. Die Trägerschaft des ORC-Hubs soll mittel-



fristig vollständig von der Industrie (Anwender/Betreiber und Anlagenhersteller) übernommen werden. Es zeigt sich, dass dies möglich ist. Jedoch bedarf es einer weiteren Finanzierungsunterstützung, damit dieser Übergang fair und ausgewogen erfolgen kann. Ziel ist es gewesen bis zum Projektabschluss den Rahmen und die Finanzierung der begleitenden Massnahmen des ORC-Hubs für die nächsten 2-3 Jahre zu definieren. Trotz Anfrage an mehreren Stellen des BFE konnte keine Zusage einer weiteren Unterstützung gemacht werden.

Verifizierung Betriebsverhalten (AP 1)

Beide ORC-Anlagen, welche als Pilotanlagen im Rahmen dieses Projekts in einer dynamischen Simulationsumgebung abgebildet werden, sind in den Jahren 2014/15 in verschiedenen Betriebszuständen gefahren worden. Anlagenbedingt und auch als Folge von schwankenden Bedingungen des energetischen Hauptprozesses lagen vermehrt Teillastbetriebszustände vor.

Zementwerk Untervaz

Die Untervaz ORC-Anlage wurde im Jahr 2014 bis Juni im Teillast-Testbetrieb betrieben. Die dort gewonnenen Betriebsdaten wurden für eine erste Kalibration / Validierung des thermodynamischen Modelles zur Verfügung gestellt. Ab der 2. Hälfte des Jahres 2014 wurde die ORC-Anlage umgebaut, mit dem Ziel Mitte 2015 den geplanten Betrieb in Volllast wieder aufzunehmen.

Der Umbau der Anlage wurde notwendig, da Schlüsselkomponenten, wie Wärmeträger-Kreislauf und ORC-Rekuperator nicht die Betriebs-Leistungswerte gemäss Spezifikation liefern konnten. Diese ORC-Anwendung zeigt klar, dass es momentan zu wenig Erfahrungen bei Anlagebauern gibt, Schlüsselkomponenten für grosse ORC-Anlagen ($P_{el} > 1.5 \text{ MW}$) sicher auszulegen. Bessere Simulations-Tools und techno-ökonomische Modelle, wie sie in diesem Projekt entwickelt werden, können helfen diesen Missstand zu beheben.

Im September 2015 wurde die Anlage wieder in Betrieb genommen. Der geplante Vollastbetriebspunkt konnte noch nicht vollständig erreicht werden.

Vergärungsanlage Klingnau

Die ORC-Anlage in Klingnau ist in den Jahren 2014 und 2015 nahezu durchgehend betrieben worden. Da die Anlage dem Hauptprozess der Vergärungsanlage zur Biogasproduktion folgt, sind die Betriebszustände bzw. das Potenzial zur Stromproduktion weitgehend vorbestimmt. Die Erkenntnisse aus den ersten Betriebsjahren (über 30 Monate) lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der vollautomatische Betrieb hat sich bewährt und ist sehr robust. Interventionen durch das Personal vor Ort sind praktisch keine notwendig, nur Kontrollrundgänge.
- Die Wärmeauskopplung aus dem Abgas des BHKWs ist mit einer Grundreinigung des Wärmetauschers pro Jahr ausreichend
- Die Kühlseite ist genauso relevant wie die Wärmeauskopplung v.a. wenn mit Luft gekühlt werden muss (Verschmutzungspotenzial aus dem vorgelagerten Prozess, Aufstellungsort Kühler, Reinigungsintervall, lokale Gegebenheiten)
- Die Untergrenze der Teillast ist für das ORC höher als beim BHKW. D.h. wenn das BHKW auf dem Minimalwert läuft, wird das ORC abgeschaltet.
- Das stark schwankende Biogasvolumen – bedingt durch die saisonale Variabilität, Qualität und Verfügbarkeit der Biomasse für den Hauptprozess- führt zu stark wechselnden Lasten bei BHKW und ORC. Die Auslegung von Maschine und Steuerung muss diesen sehr dynami-

schen Betrieb abdecken können.

- Die Auslegung einer Abwärmeverstromung sollte bewusst knapp erfolgen, damit die Installation möglichst kontinuierlich auf hoher Last betrieben werden kann.

Betriebsdaten zur Kalibration / Validation des Thermodynamischen Modells wurden dabei aufgenommen und der Hochschule Luzern zur Verfügung gestellt.

Nach total 6000 Betriebsstunden musste in 2015 bei der Anlage Klingnau das Öl (Schmiermittel) im ORC-Modul ausgetauscht werden (Säureanteil zu hoch).

Thermodynamische Modellierung/Validierung/Optimierung (AP1-3)

Die thermodynamische Modellierung und Validierung der Referenzanlagen Klingnau und Untervaz ist das Kernthema dieses Projektes. Nachfolgend wird das grundsätzliche Vorgehen für die Modellierung kurz vorgestellt. Danach wird getrennt auf die beiden Referenzanlagen eingegangen. Zusätzlich werden mögliche Anlagen- und Betriebsalternativen bzw. thermodynamische Optimierungen untersucht.

1.1. Grundsätzliches Vorgehen

Die zu entwickelnde Simulationsumgebung soll eine hohe Flexibilität aufweisen, um im gesamten Lebenszyklus einer Anlage unterstützend einsetzbar zu sein. Aus einer vorgängigen Evaluation geht die objektorientierte Modellierungssprache Modelica als geeignetstes Tool hervor. Modelica zeichnet sich aus durch ein hohes Mass an Interdisziplinarität, Modularität, sowie der Möglichkeit hierarchisch zu modellieren und dynamische Prozesse abzubilden. Die Abbildung 2 zeigt diese Aspekte exemplarisch anhand eines einfachen Dampfkraftprozesses.

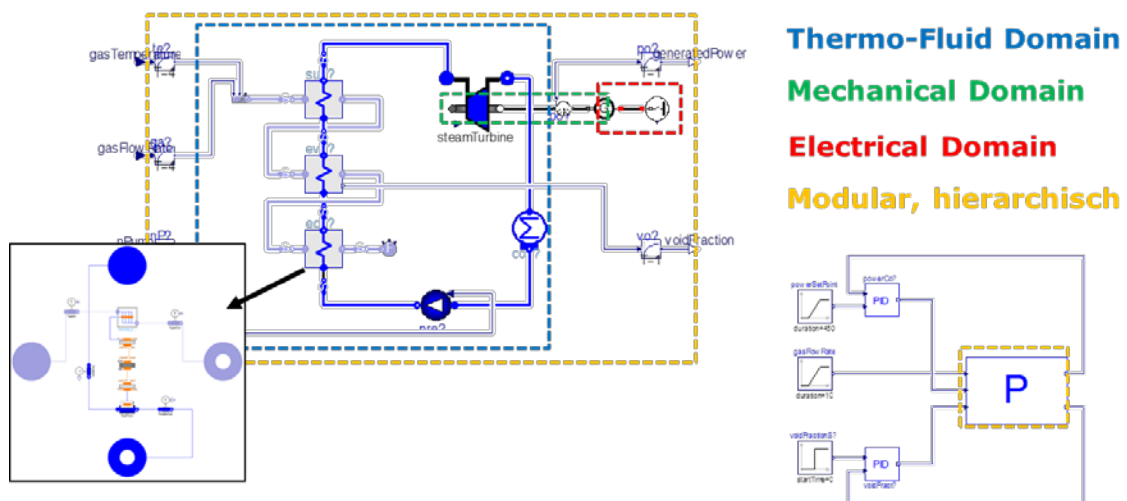


Abbildung 2: Einfacher Dampfkraftwerksprozess als Modelica-Modell; Modelica bietet die Möglichkeit verschiedene physikalische Domänen zu verbinden, modular und hierarchisch zu modellieren und dynamische Prozesse abzubilden



Basierend auf der öffentlich zugänglichen Modellbibliothek ThermoCycle [8] wird die ergänzende Bibliothek ThermoCycleApplications mit konkreten Anlagenmodellen aufgebaut. Im Rahmen des Projektes werden darin die Referenzanlagen Klingnau und Untervaz nachgebildet und wo nötig eigene Komponenten-Modelle implementiert. Die Bibliothek soll künftig um andere Anlagen erweitert werden und so zu einer Art Modell- bzw. Wissensdatenbank werden. Damit lassen sich zukünftige ORC-Projekte unterstützen. Die Abbildung 3 zeigt die grobe Struktur der beiden Modelica-Bibliotheken ThermoCycle und ThermoCycleApplications.

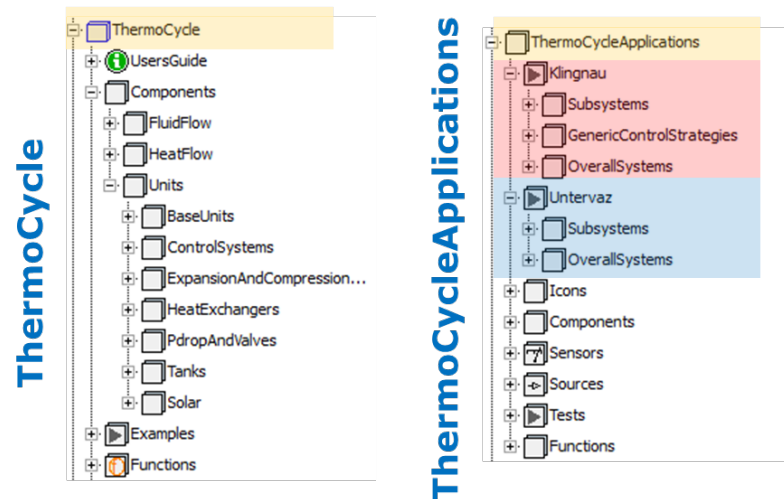


Abbildung 3: Grober Aufbau der Modelica-Bibliotheken ThermoCycle und ThermoCycleApplications; innerhalb der ThermoCycleApplications werden konkrete Gesamtanlagen thermodynamisch nachgebildet

1.2. Vergärungsanlage Klingnau

1.2.1. Anlagenbeschreibung

Bei der Vergärungsanlage Klingnau nutzt ein ORC-System die Abwärme aus dem Abgasstrom des Biogasmotors, um zusätzlichen Strom zu produzieren. Die Abbildung 4 zeigt den schematischen Aufbau dieser Anlage.

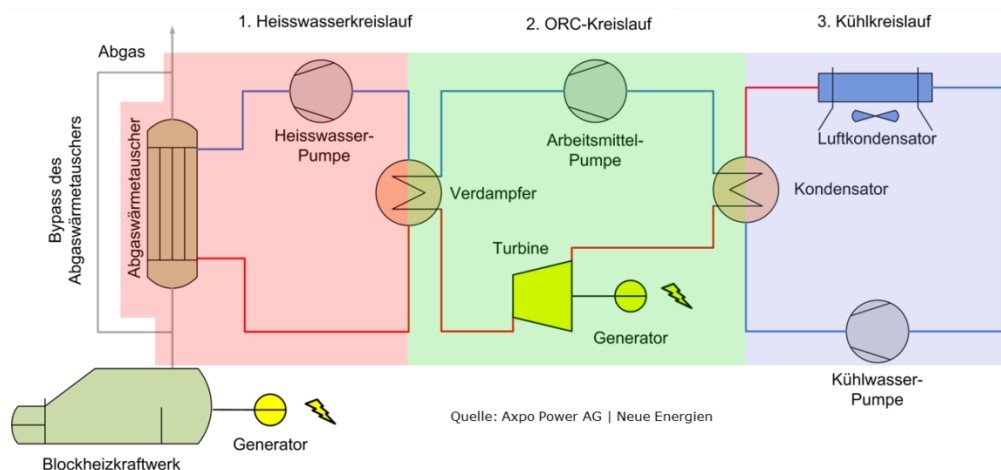


Abbildung 4 Schematischer Aufbau des ORC-Systems vom Biogas-BHKW Klingnau; Quelle: Axpo Power AG

Die thermische Energie wird über einen Abgaswärmeübertrager auf einen Heisswasserkreislauf abgegeben. Dabei erhitzt sich das Wasser auf 130 - 150 °C. Mit Hilfe des Heisswassers wird im ORC-Modul das Arbeitsmedium (R245fa) verdampft. In zwei parallel geschalteten Scroll-Expandern wird die thermische Energie in mechanische Energie und im Generator schliesslich in Elektrizität umgewandelt. Bei Volllast des Biogasmotors (625 kW_{el}) liefert das ORC-Modul eine Bruttoleistung von ca. 30 kW_{el}. Die Restwärme wird im Kondensator an einen Kaltwasserkreislauf übertragen und über einen Rückkühler an die Umwelt abgegeben.

1.2.2. Modellierung

Vom Hersteller der Anlage sind nur wenige Angaben bekannt. Daher basieren die abgebildete Topologie, die Dimensionierung der Komponenten sowie das Regelkonzept auf eigenen Annahmen. Um die Modell-Kalibration und das Testen des abgeleiteten Regelkonzepts einfach zu halten, wird zunächst nur das ORC-Modul als Kernstück der Anlage untersucht. Die Abbildung 5 zeigt das entsprechende Teilsystem sowie den Aufbau des ORC-Moduls (grün). Ausgehend von diesem Teilsystem wird später durch schrittweisen Ausbau das Gesamtsystem abgebildet, siehe Abbildung 10.

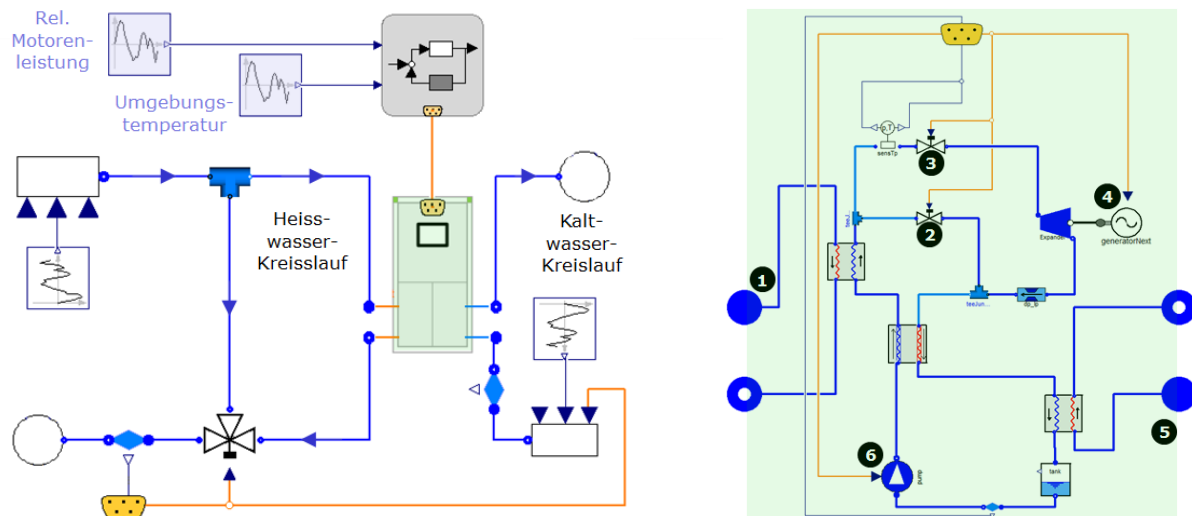


Abbildung 5 Rechts: Testkonfiguration für das Teilsystem ORC-Modul; links: Aufbau des ORC-Moduls; die zwei parallel geschalteten Expander werden vereinfachend zu einem Expander zusammengefasst

1.2.3. Regelkonzept

Die ORC-Anlage arbeitet vollautomatisch. Abhängig von gewissen Kriterien schaltet die Anlage eigenständig ab bzw. an. Die Abbildung 6 zeigt den zeitlichen Verlauf der gemessenen elektrischen Bruttoleistung des ORC-Moduls und der relativen Leistung des Biogas-Motors. Es fällt auf, dass der Biogasmotor den Nennbetriebspunkt selten erreicht und eher im Bereich 40 bis 60 % Last läuft.

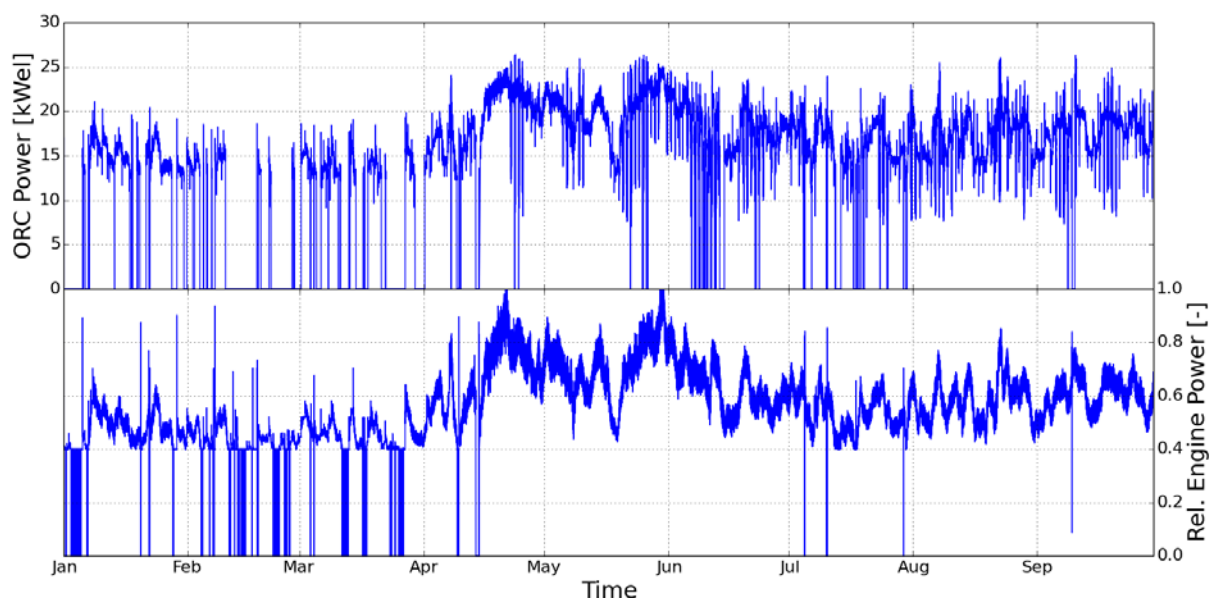


Abbildung 6 Zeitlicher Verlauf der gemessenen ORC-Bruttoleistung (oben) und der relativen Motorenlast (unten) für den Zeitraum Jan.-Sept. 2014

Die Kriterien für die Ab-/Anschaltung der Anlage werden vom ORC-Anbieter nicht kommuniziert. Für die weitere Untersuchung wurde vereinfachend angenommen, dass der An- und Abschalzeitpunkt

durch die Motorenlast sowie die Umgebungstemperatur beeinflusst wird. Dabei muss die Unterschreitung der kritischen Motorenlast von 45 % bzw. das Überschreiten der kritischen Umgebungstemperatur von 30 °C über ein bestimmtes Zeitintervall bestehen bleiben, um unnötige Ab- und Anfahrzyklen zu vermeiden. Die Abbildung 7 zeigt geglättete Messwerte der Umgebungstemperatur, der relativen Motorenlast sowie der Bruttoleistung des Moduls im Juli 2014 über einen Zeitraum von 30 Stunden. Die erste Abschaltung wird verursacht durch die Unterschreitung der kritischen Motorenlast, die zweite Abschaltung durch die Überschreitung der kritischen Umgebungstemperatur.

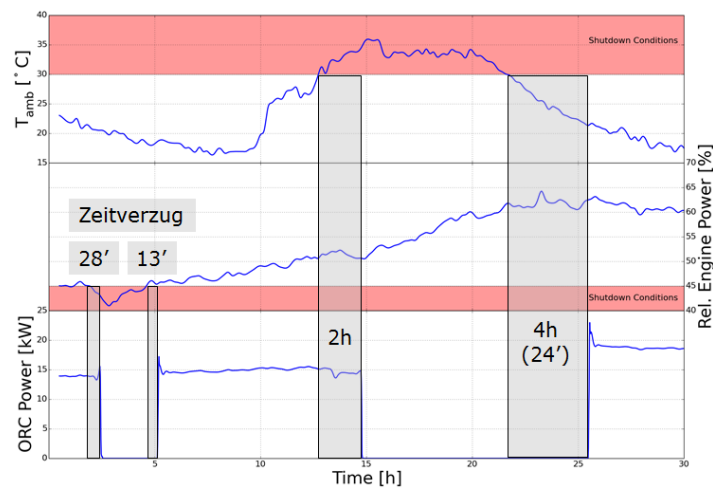


Abbildung 7 geglättete Messwerte der Umgebungstemperatur, der relativen Motorenlast sowie der Bruttoleistung des Moduls im Juli 2014 über einen Zeitraum von 30 Stunden

Um das Verhalten mit den automatischen An- und Abschaltvorgängen im Modell abzubilden, wird das Regelkonzept mit Hilfe von zwei gekoppelten Ebenen umgesetzt. Die erste Ebene entspricht einem endlichen Zustandsautomaten (State machine), der den aktuellen Anlagenzustand überwacht und steuert. Die zweite Ebene entspricht dem Regler (Controller), der wiederum aus Teilreglersystemen für die einzelnen Aktuatoren aufgebaut ist, siehe Abbildung 8.

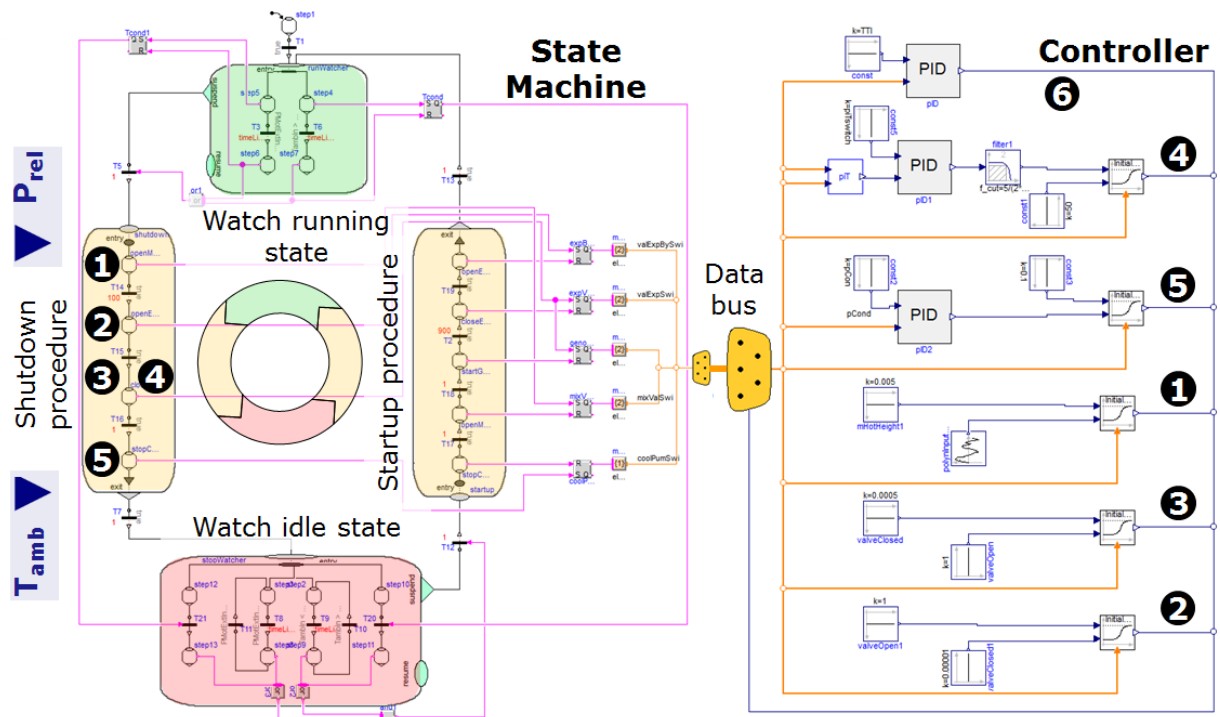


Abbildung 8 Das Reglermodell besteht aus einem endlichen Zustandsautomaten (State Machine), der mit den Reglern den einzelnen Aktuatoren gekoppelt ist (Controller); die Nummern korrespondieren mit den Signalen bzw. Aktuatoren in Abbildung 5

Der endliche Zustandsautomat wird mit Hilfe der Modelica-Bibliothek StateGraph2 [9] implementiert. Der Zustandsautomat ist aufgeteilt in vier Untermodule, dem „Running-Watcher“, der Abschaltprozedur, dem „Idle-Watcher“ sowie der Anfahrprozedur. Aus numerischen Gründen ist es vorteilhaft, die Simulation bei laufender Anlage zu starten [10]. Das heisst, bei Simulationsbeginn liegt die Motorenlast über und die Umgebungstemperatur unter dem kritischen Wert und die Anlage läuft im Regelbetrieb – der Running-Watcher ist aktiv. Wird das Motorenlast- und/oder Temperaturkriterium länger als ein vordefiniertes Zeitintervall verletzt, wird der Running-Watcher suspendiert und die Abschaltprozedur eingeleitet. Die Abschaltprozedur besteht aus Einzelschritten, die im Zustandsautomaten nacheinander durchlaufen werden. Jeder Schritt löst ein Signal aus, welches das Verhalten des Reglers verändert (die folgenden Nummern entsprechen den Nummern in Abbildung 5 und Abbildung 8):

1. Durch Öffnen des Mischungsventils auf der Heisswasserseite (Abbildung 5 links) wird der Heisswassermassenstrom und somit der Wärmeeintrag ins Modul gestoppt.
2. Anschliessend wird das Bypass-Ventil des Expanders geöffnet.
3. Zeitgleich schliesst das Expander-Eintrittsventil.
4. Simultan wird auch der Generator gestoppt.
5. Mit einer Zeitverzögerung wird auch auf der Kaltwasserseite der Massenstrom gestoppt.
6. Das Regelverhalten der Speisepumpe wird nicht geändert. Die Speisepumpe regelt die Expander-Eintrittstemperatur. Da der Wärmeeintrag ins Modul abnimmt, versucht die Pumpe durch Reduktion des Massenstroms bzw. der Drehzahl die Expander-Eintrittstemperatur zu halten. Dadurch schaltet sich die Pumpe quasi selber aus. Aus numerischen Gründen wird im Modell jedoch ein minimaler Massenstrom aufrechterhalten.

Nachdem alle Schritte in der Abschaltprozedur durchgeführt sind, wird der Idle-Watcher aktiv. Das ORC-Modul bleibt dann solange im abgeschalteten Zustand, bis alle Anfahr-Kriterien erfüllt sind.

Um die numerische Stabilität zu verbessern, werden Übergänge von verschiedenen Kontrollschemas und Signalen geglättet.

1.2.4. Kalibration

Eine Kalibration des ORC-Moduls mit Hilfe von Messdaten ist unumgänglich, da die genauen Spezifikationen der Komponenten nicht bekannt sind. Die Abbildung 5 zeigt das für die Kalibration benötigte Teilsystem.

Folgende thermodynamischen Messwerte stehen für die Kalibration zur Verfügung:

- Heisswassertemperatur am Moduleintritt
- Heisswassertemperatur am Modulaustritt
- Heisswassertemperatur nach Mischer
- Heisswassermassenstrom
- Kaltwassertemperatur am Moduleintritt
- Kaltwassertemperatur am Modulaustritt

In der Simulation wird die Stellung des Mischventils von einem Regler so eingestellt, dass die gemessene Heisswassertemperatur nach dem Mischer reproduziert wird. Der Heisswassermassenstrom bleibt gemäss Betreiber für alle Betriebspunkte konstant. Auf der kalten Seite wird der Massenstrom eingestellt, um die gemessene Kaltwasseraustrittstemperatur nachzubilden. In Realität wird hier die Umwälzpumpe tatsächlich drehzahlvariabel betrieben, um eine vorgegebene Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf einzuhalten.

Für die Kalibration werden als Kontrollgrössen die Heisswassertemperatur aus dem Modul sowie die elektrische Bruttoleistung verwendet. Mit Hilfe der gemessenen Rücklauftemperaturen lassen sich die internen Wärmeübertragerflächen abschätzen. Mit der Bruttoleistung wird der Expanderwirkungsgrad bzw. die Expandercharakteristik abgeleitet. Dazu passt ein modifizierter Regler den Expanderwirkungsgrad so an, dass die gemessenen Leistungen bei verschiedenen Lastzuständen reproduziert werden. Aus der Gesamtheit der simulierten Betriebspunkte lässt sich der Expanderwirkungsgrad in Funktion des Eintrittsdruckes und des Druckverhältnisses bestimmen. Dazu eignet sich eine Variante der Pacejka-Formel wie sie von Declaye et al. für Scroll- und Screw-Expandern vorgeschlagen wird [11]. Die Abbildung 9 links zeigt die resultierende Expandercharakteristik.

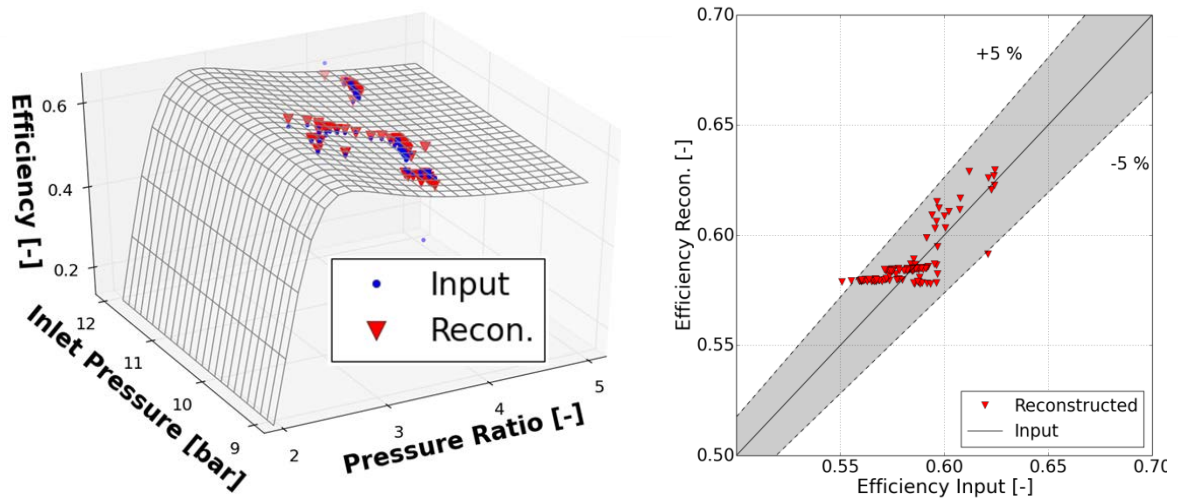


Abbildung 9 Links: Expandercharakteristik abgeleitet aus stationären Simulationen und verschiedenen Kombinationen von Randbedingungen unter Verwendung der Pacejka-Formel [11]; rechts: rekonstruierte Expanderwirkungsgrade im Vergleich mit den vorgegebenen

Die blauen Punkte entsprechen den aus dem Optimierungsprozess bestimmten Wirkungsgraden. Die roten Punkte sind mit der Charakteristik rekonstruierte Wirkungsgrade. Die Mehrheit der rekonstruierten Wirkungsgrade weicht weniger als $\pm 5\%$ von den vorgegebenen Wirkungsgraden ab, siehe Abbildung 9 rechts. Für weitere Simulationen wird die abgeleitete Korrelation im Expander-Modell hinterlegt.

Nachdem das Regelkonzept implementiert und das Modul kalibriert ist, lässt sich das Gesamtsystem schrittweise aufbauen. Die Abbildung 10 zeigt das Modelica-Modell der Gesamtanlage. Die Topologie mit Heisswasser-, ORC- und Kühlwasserkreislauf aus Abbildung 4 lässt sich gut wiedererkennen.

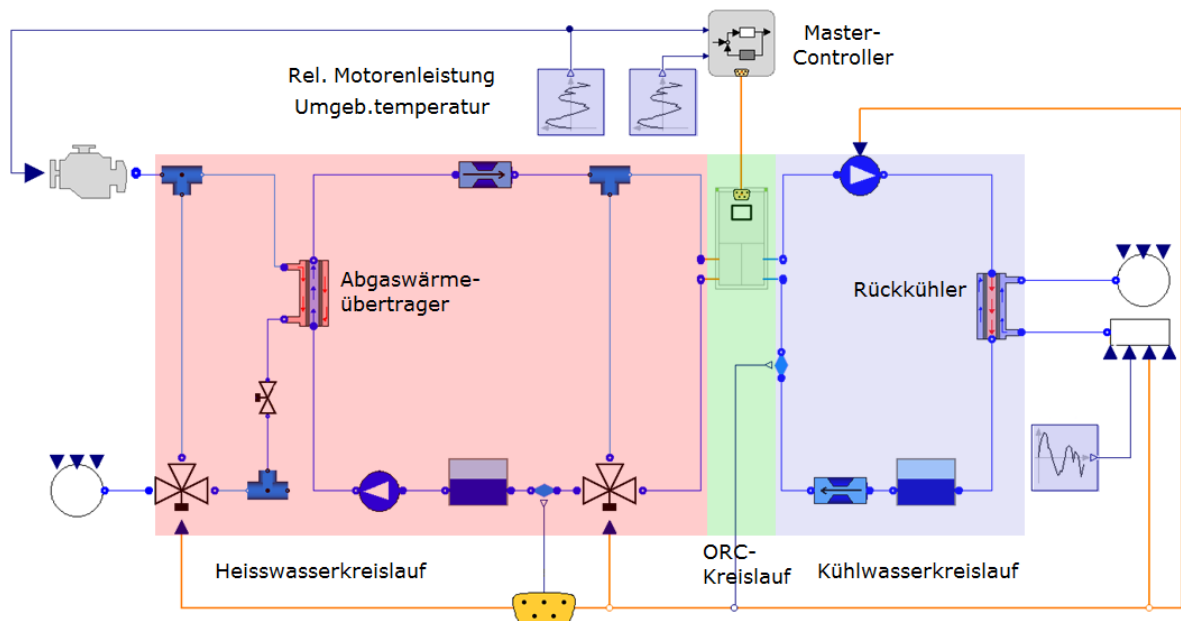


Abbildung 10 Nachbildung der ORC-Anlage vom Biogas-BHKW Klingnau mit der Modelica-Bibliothek ThermoCycleApplications

1.2.5. Ergebnisse und Validierung

Für die Validierung des Gesamt-Anlagenmodells inklusive der Regelung wird die 30-stündige Periode aus Abbildung 7 verwendet. Dabei werden dem Modell die relative Motorenleistung sowie die Umgebungstemperatur als Randbedingung aufgeprägt, siehe Abbildung 10. Beide Grössen werden dem Regler (Master-Controller) übergeben. Die relative Motorenleistung bildet zusätzlich ein Eingangssignal für ein einfaches (empirisches) Motorenmodell, welches wiederum den Abgasstrom als Wärmequelle für den ORC-Prozess liefert. Die Umgebungstemperatur geht zusätzlich bei der Zuluft im Rückkühler als Prozessgrösse ein.

Die Abbildung 11 links oben zeigt exemplarisch den Vergleich zwischen den gemessenen und simulierten Kühlwasser-Temperaturen, die beim ORC-Modul ein- und ausströmen. Wenn die Anlage im Regelbetrieb läuft, ergibt sich zwischen Messung und Simulation eine gute Übereinstimmung. Im abgeschalteten Zustand sind die Abweichungen etwas grösser. Eine tiefergehende Analyse zeigt, dass diese Abweichungen hauptsächlich auf die im Modell aus numerischen Gründen aufrechterhaltenen, kleinen Massenströme zurückzuführen sind. Allerdings wirken sich diese Abweichungen nicht merkbar auf die simulierte Bruttoleistung aus, wie in Abbildung 11 links unten zu sehen ist. Insgesamt stimmt die gemessene und simulierte Bruttoleistung sehr gut überein, was aufgrund der vorgängig durchgeführten Kalibration nicht überrascht. Die Abbildung 11 rechts vergleicht die gemessene und simulierte Bruttoleistung für verschiedene Zeitpunkte in einer alternativen Darstellung. Die meisten simulierten Datenpunkte weichen weniger als $\pm 5\%$ von den Messwerten ab. Die über den simulierten Zeitraum (30 h) integrierte Bruttoleistung weicht weniger als 1 % von der real produzierten elektrischen Energie ab.

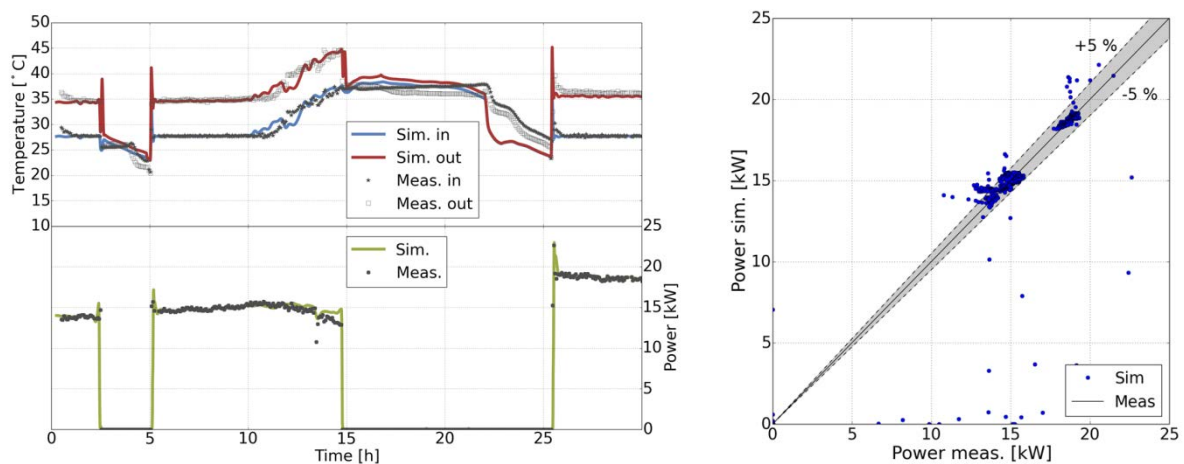


Abbildung 11 Vergleich zwischen Messung und Simulation bei der Klingnauanlage; oben links: Wasserein- und austrittstemperaturen des Kühlkreislaufes, unten links: elektrische Bruttoleistung, rechts: die Mehrheit der simulierten Bruttoleistungen liegen innerhalb von $\pm 5\%$ der Messwerte

In einer weiteren Untersuchung wurde versucht, die oben beschriebene Konfiguration auf einen erweiterten Zeithorizont (85 h) anzuwenden. Die Abbildung 12 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation. Die ersten drei Abschaltungen werden durch die tiefe relative Motorenlast, die beiden letzten Abschaltungen durch hohe Umgebungstemperatur ausgelöst. Der Verlauf im Regelbetrieb stimmt über den gesamten Bereich recht gut mit den Messwerten überein, ebenso die ersten drei Abschaltzeitpunkte. Die zweite temperaturbedingte Abschaltung erfolgt in der Simulation etwas zu spät. Grosse Abweichungen ergeben sich insbesondere bei den Einschaltzeitpunkten, siehe rote

Markierungen. Offensichtlich entsprechen die realen Ab-/Anschaltkriterien nicht ganz den Annahmen im hier abgeleiteten Modell.

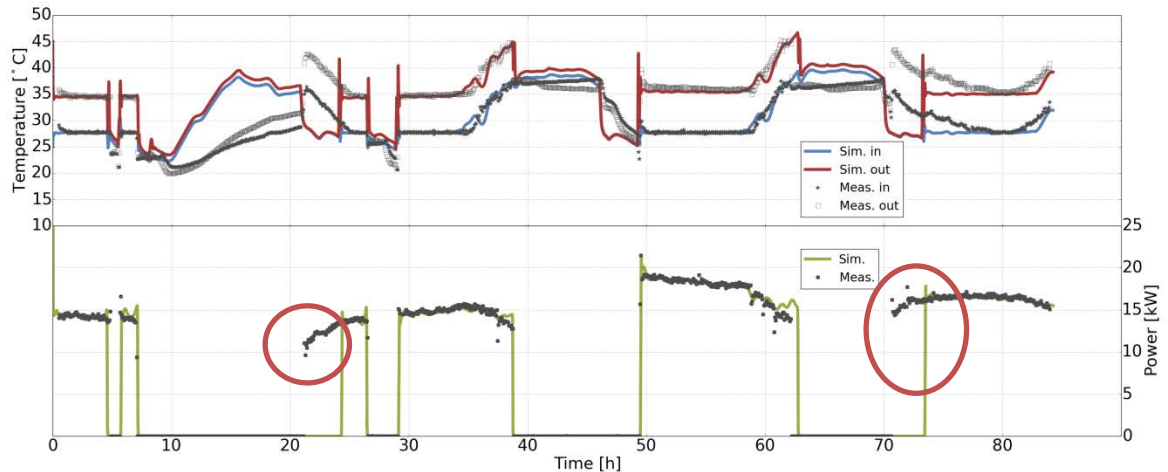


Abbildung 12 Simulation über einen erweiterten Zeitraum: Abweichungen ergeben sich vor allem bei den Einschaltzeitpunkten. Dies ist ein Indiz, dass insbesondere die Einschaltkriterien nicht den realen Gegebenheiten entsprechen.

Ohne genauere Angaben zum realen Regelkonzept seitens des ORC-Anbieters lässt sich dieser Verlauf kaum nachbilden. Um die Funktionalität des Modells zu testen, werden im folgenden generische Randbedingungen über einen Zeitraum von 30 Tagen erzeugt. Diese werden so gewählt, dass mehrere An- und Abfahrsequenzen automatisch eingeleitet werden. Konkret wird eine mittlere Umgebungstemperatur von 19 °C angenommen, was einem langjährigen Mittelwert für Klingnau im Monat Juli entspricht. Diesem Mittelwert werden sinusförmige Tag-Nachtschwankung mit einer Amplitude von 16 °C und eine tieferfrequente Sinusfunktion zur Berücksichtigung von meteorologischen Schwankungen überlagert. Es wird weiter angenommen, dass der Motor im unteren Lastbereich um 45 % mit einer kleinen sinusförmigen Schwankung läuft. Die generischen Randbedingungen mit den Grenzbereichen für die An-/Abschaltungen sowie die simulierte elektrische Bruttoleistung sind in Abbildung 13 dargestellt.

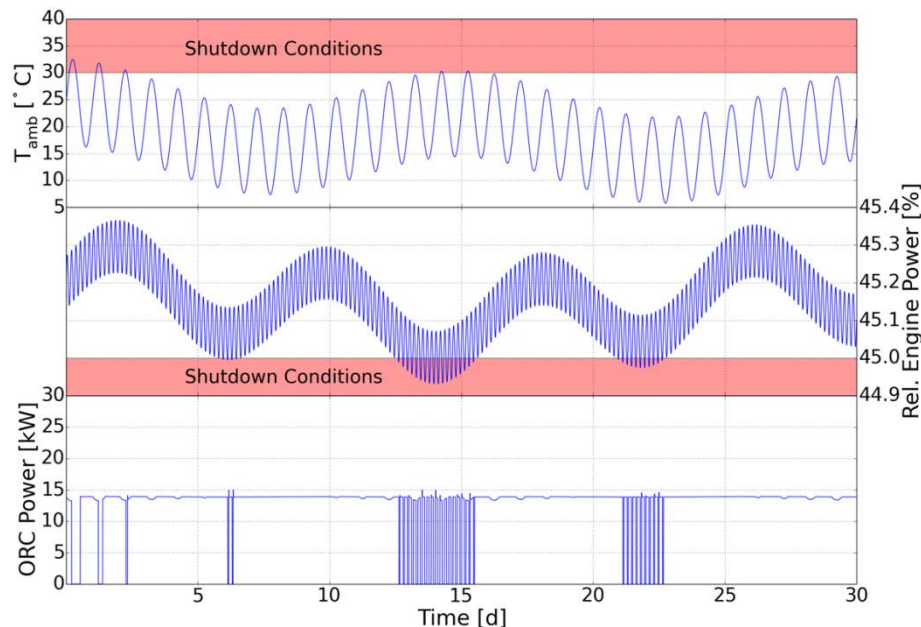


Abbildung 13 Simulation über einen Zeitraum von 30 Tag mit generischen Randbedingungen

Während den ersten drei Tagen schaltet die Anlage aufgrund erhöhter Umgebungstemperatur ab. Zwischen Tag 5 und 10 sowie 20 und 25 kommt es zu zwölf Abschaltung wegen Unterschreitung der relativen Motorenlast. Zwischen Tag 10 und 16 erfolgen häufige Abschaltungen wegen Temperaturüberschreitung und/oder Unterschreitung der kritischen Motorenlast.

1.2.6. Diskussion

Grundsätzlich stellt sich die Frage, weshalb die ORC-Anlage bereits bei halber Nennlast automatisch abschaltet. Darüber lässt sich momentan nur spekulieren. Ein Grund könnte im Schmier- und Spaltdichtungskonzept des Expanders liegen. Das dazu benötigte Öl zirkuliert mit dem Arbeitsfluid im Kreislauf und wird nach dem Verdampfer abgeschieden, gekühlt und beim Expander an geeigneten Stellen wieder eingespritzt. Dadurch kann auf einen separaten Ölkreislauf verzichtet werden. Andererseits wird für die Öleinspritzung ein ausreichend grosser Vordruck benötigt, der bei Teillast möglicherweise nicht mehr gegeben ist. Nimmt man die Tatsache hin, dass die ORC-Anlage bei gut 50 % abschalten muss, stellt sich weiter die Frage über eine optimale Anlagendimensionierung. Fluktuieren des Abwärmeangebot und sich ändernde Hauptprozessparameter (z.B. Menge und Qualität des produzierten Biogases) sind für Abwärmenutzungsanlagen typisch und machen deren optimalen Auslegung schwierig. Das Antizipieren von potenziellen Abweichungen im zukünftigen Betrieb wäre daher bereits in der Planungsphase wünschenswert. Der hier vorgestellte Ansatz mit physikalisch-basierten Rechenmodellen stellt eine Möglichkeit dar, verschiedene Szenarien durchzuspielen und die geeignetsten Alternativen zu evaluieren. In Bezug auf die Klingnau-Anlage kann man beispielsweise untersuchen, wie sich ein 15 kW-Modul unter den gegebenen Randbedingungen verhalten würde. Dabei werden mehr Vollaststunden und weniger Abschaltungen erwartet. Diese Anlagenalternative wird nachfolgend untersucht.

1.2.7. Anlagenalternative mit 15kW-ORC-Modul

Ausgehend von dem verfügbaren Energieangebot zwischen Januar und September 2014 wurde eine Neuauslegung der Anlage mit einem 15kW-Modul vorgenommen. Für eine solche Konfiguration liegt die Abgasleistung über einen weiten Zeitbereich über der von der ORC-Anlage absorbierten Leistung. Dies ermöglicht einen längeren Betrieb der ORC-Anlage im Bereich des Nennpunktes gemäss Spezifikationen, siehe Abbildung 14 links. Konkret lässt sich die Heisswasservorlauftemperatur ins ORC-Modul auf die Nenntemperatur von 150 °C regeln. Zum Vergleich: Im betrachteten Zeitintervall liegt bei der aktuellen Anlage die Vorlauftemperatur um die 135 °C. Die höhere Vorlauftemperatur ermöglicht die Anhebung der Expandereintrittstemperatur und über den reduzierten Volumenstrom (ein Expander anstatt zwei parallel-geschaltete) ergibt sich ein höherer Expandereintrittsdruck. Die Abbildung 14 rechts zeigt die ORC-Prozessführung für die Auslegung mit dem 30kW- bzw. 15kW-Modul im Temperatur-Entropiediagramm.

			MODULE	
			15kW _e	
Performance			015GRE-01	
Electricity Generation	Electrical power, up to	kW	8	15
	Cogeneration efficiency		95%	95%
Heat supplied	Thermal power	kW	78	140
	Inlet temperature	°C	20-30	20-30
	Outlet temperature	°C	30-40	30-40
Thermal power required				
Heat Required	Thermal power	kW	92	165
	Inlet temperature	°C	125-135	140-150
	Outlet temperature	°C	105-115	115-130

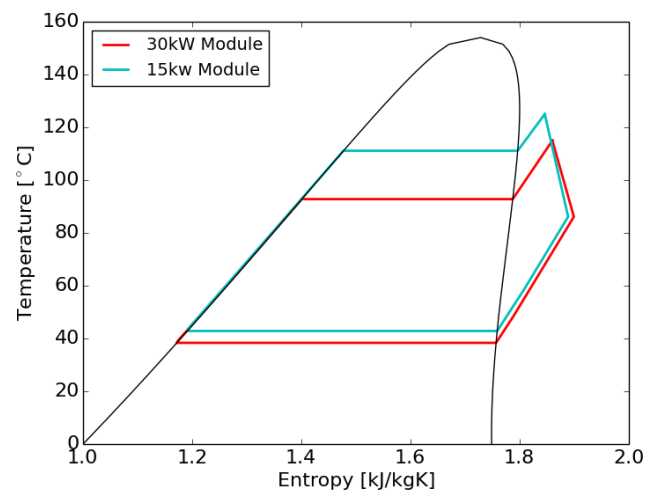


Abbildung 14 Links: Spezifikationen für Enecogen Modul 15kWe [42]; rechts: ORC-Prozessverlauf bei einer Motorenlast um 50 % bei einem 15kW- bzw. 30kW-Modul im T-s-Diagramm

Für einen optimalen Betrieb müssen die einzelnen Komponenten (Pumpen, Wärmeübertrager, Regelung etc.) an die geänderten Prozessparameter angepasst werden. Dabei wurde die 15kW-Konfiguration so ausgelegt, dass im Bereich 50%-Motorenleistung die elektrische Bruttoleistung des ORC-Moduls jener der 30kW-Konfiguration entspricht. Da bei beiden Modulen identische Expander verwendet werden, wurde die in Abbildung 9 präsentierte Expandercharakteristik beibehalten. Die Abbildung 15 zeigt die simulierte Bruttoleistung für beide Module über einen repräsentativen Zeitraum.

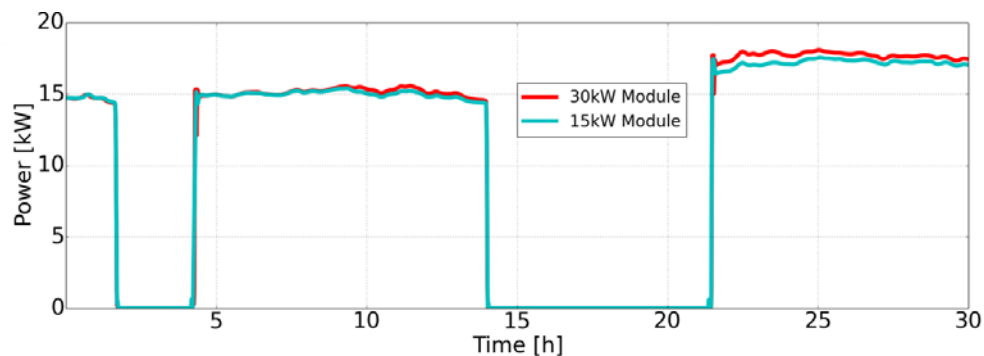


Abbildung 15 Simulierte Bruttoleistung der 15- und 30kW-Konfiguration über einen repräsentativen Zeitraum

Für den Vergleich in Abbildung 15 wurde der gesamte zur Verfügung stehende Abgasmassenstrom über den Abhitzeessel geleitet. Dadurch besteht die Gefahr der Überlastung beim 15kW-Modul, siehe rechter Bereich in Abbildung 15. Um diese Situation zu vermeiden, wird bei der 15kW-Konfiguration für die weiteren Untersuchungen die eingekoppelte Leistung mit Hilfe eines geregelten Abgasbypasses limitiert. Zudem wird das Abschalt-/Anfahrkriterium Motorenlast von 45% auf 20% reduziert. Die Aussentemperaturlimite bleibt unverändert bei 30 °C.

Die Tabelle 1 vergleicht die wichtigsten Auslegungsdaten für die Konfiguration mit dem 30kW- und 15kW-Modul, wie sie in den Modelica-Modellen verwendet werden. Diese Angaben fließen in die thermoökonomische Bewertung ein.

Tabelle 1 Design-Parameter für das 15kW- und 30kW-Modul basierend auf den Simulationsrechnungen

Modulleistung Brutto	kWel	30	15
Speisepumpe	kWel	1.9	1.5
Umwälzpumpe heiss	kWel	0.7	0.6
Umwälzpumpe kalt	kWel	0.5	0.1
Ventilatoren	kWel	2.4	1.2
Expander	#	2	1
Kondensator	m2	39	25
Rekuperator	m2	12	6
Verdampfer	m2	36	16
Abgas-WÜ	m2	28	19
Rückkühler	m2	800	400

1.2.8. Optimierungspotenzial und thermodynamische Bewertung

Für den Zeitraum Anfang Januar bis Ende September 2014 liegen gemessene Motorenlastdaten sowie Umgebungstemperaturen vor. Daher lassen sich damit Simulationen mit dem bestehenden 30kW-Modul-Modell sowie mit einem 15kW-Modul durchführen und deren Stromproduktion für diesen Zeitraum vergleichen. Die Abbildung 16 unten zeigt die momentanen Nettoleistungen für beide Konfigurationen.

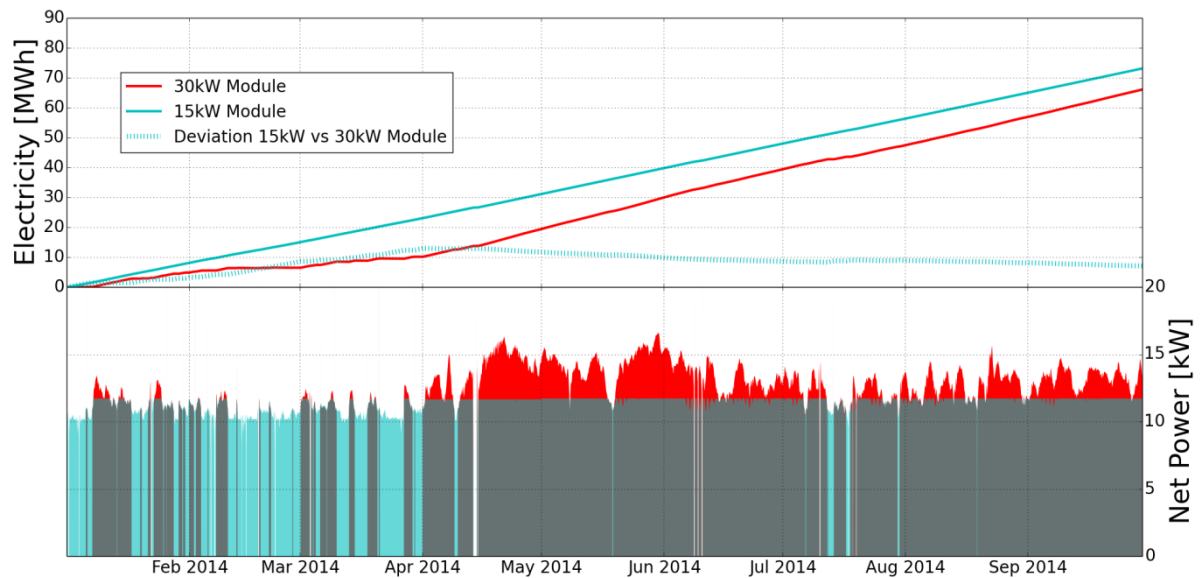


Abbildung 16 Unten: Simulierte elektrische Nettogleistung während des Zeitraums Januar bis September 2014 für das 15kW-Modul (cyan) und das 30 kW-Modul (rot); oben: Produzierter Nettostrom über die Zeit für beide Varianten und deren Differenz

In den ersten (kalten) Monaten läuft der Biogasmotor grösstenteils an seiner unteren Leistungsgrenze von 40 %. Wie zu erwarten, schaltet dabei die 30kW-Konfiguration oft ab, wohingegen die 15kW-Konfiguration beinahe durchläuft. Wie in Abbildung 16 oben zu erkennen, fällt die Stromproduktion beim kleineren Modul in den ersten Monaten höher aus. Ab Mitte April liefert der Motor jedoch mehr Abwärme, als die 15kW-Konfiguration verwerten kann. Im Gegensatz zur 30kW-Konfiguration wird hier die ORC-Anlage über die Abgasbypassregelung limitiert (Schutz vor Überlast). Die Mehrproduktion bei der 30kW-Konfiguration ab Mitte April vermag bis Ende September das Defizit jedoch nicht auszugleichen. Die Abweichung liegt bei ca. 11 %.

Bei der 30kW-Variante werden zwei identische Expander parallel betrieben. Ein naheliegendes Optimierungspotenzial wird daher bei der Abschaltung einer der Expander im tieferen Lastbereich vermutet. D. h. das Modul schaltet sich quasi selber von einer 30kW- auf eine 15kW-Konfiguration um (Dual Expander Concept). In der Studie [31] geht man sogar einen Schritt weiter und verbessert das Teillastverhalten zusätzlich, indem zwei unterschiedlich grosse Expander parallel betrieben werden, siehe Abbildung 17.

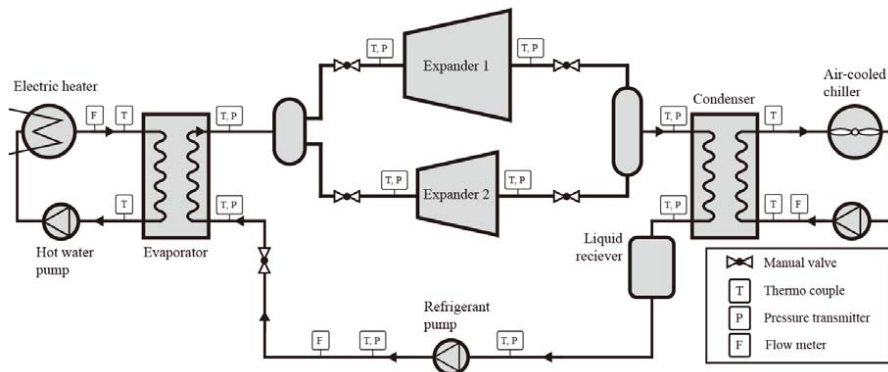


Abbildung 17 Schema eines Dual Expander Concepts mit zwei unterschiedlich grossen Expandern; Quelle: [31]

Dabei ist in der tiefen Teillast nur der kleine Expander 2 in Betrieb. Im mittleren Lastbereich leistet dann der grössere Expander 1 Arbeit und im oberen Lastbereich arbeiten beide Expander im parallelen Betrieb. Durch diese Fahrweise lässt sich der thermodynamische Wirkungsgrad über einen weiten Betriebsbereich im Bereich des Bestpunktes halten, siehe Abbildung 18 unten.

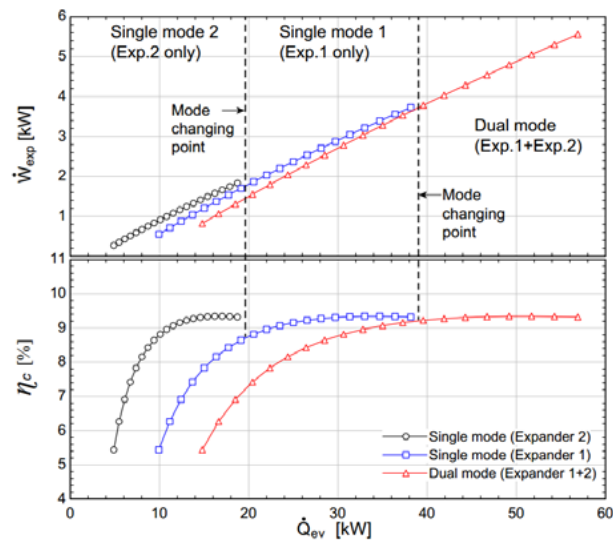


Abbildung 18 Abgeschätzte Leistungen und thermodynamische Wirkungsgrade für drei Betriebsmodi (zwei Single Modes und der Dual Mode) sowie die Modus-Wechsel für maximierte Wirkungsgrade; Quelle: [31]

Um das Potenzial einer umschaltbaren 30/15kW-Konfiguration abzuschätzen, lässt sich auf die Ergebnisse der bereits simulierten Konfigurationen zurückgreifen. Dabei wird für alle simulierten Zeitschritte die maximale Leistung der beiden Konfigurationen bestimmt und über die Zeit integriert. Dadurch erhält man die produzierte Strommenge über die Zeit, siehe blau gestrichelte Linie in Abbildung 19.

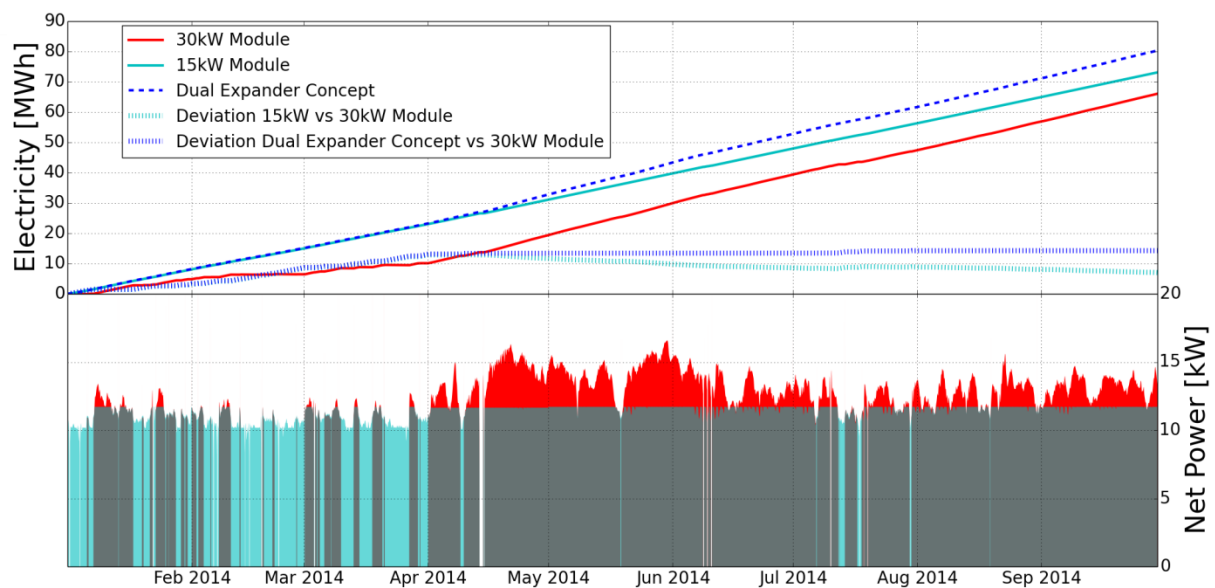


Abbildung 19 Potenzialabschätzung eines Dual Expander Concepts; zur Berechnung des produzierten Nettostroms werden die jeweils maximalen Leistungen des 15- bzw. 30kW-Moduls integriert.

Gegenüber der 30kW-Konfiguration lässt sich mit dem Dual Expander Concept über den betrachteten Zeitraum eine Produktionssteigerung von rund 22 % erreichen.

Für die folgende thermoökonomische Beurteilung muss die Stromproduktion für ein bzw. mehrere Jahre abgeschätzt werden. Vereinfachend wird angenommen, dass der Leistungsverlauf im betrachteten Zeitraum von Januar bis September repräsentativ für ein vollständiges Jahr ist. Durch Division der produzierten Nettostrommenge durch den Zeitraum Januar bis September kann pro Variante eine mittlere Leistung bestimmt werden. Mit der mittleren Leistung und den angenommen Betriebsstunden lässt sich dann die produzierte Strommenge extrapolieren. Aus den Simulationen lassen sich folgende durchschnittliche Leistungen ableiten:

- 30kW-Konfiguration: 10.12 kW_{el}
- 15kW-Konfiguration: 11.20 kW_{el}
- Dual Expander Concept : 12.30 kW_{el}

Aus thermodynamischer und betrieblicher Sicht scheint die 15kW-Konfiguration gegenüber der 30kW-Konfiguration vorteilhafter. Andererseits sind die spezifischen Kosten bei einer kleineren Anlage höher, was die Stromgestehungskosten wieder anheben kann. Dem gegenüber ermöglicht das Dual Expander Concept eine zusätzliche Leistungssteigerung bei ungefähr gleichen Kosten wie bei der 30kW-Konfiguration. Im Kapitel Thermoökonomische Bewertung werden diese drei Varianten und der 30kW-Konfiguration bei Volllast hinsichtlich ökonomischer Aspekte exemplarisch beleuchtet.

1.3. Zementwerk Untervaz

1.3.1. Anlagenbeschreibung

Die Abbildung 20 zeigt den schematischen Aufbau der ORC-Anlage des Zementwerkes in Untervaz. Die Anlage nutzt die Abwärme aus dem Zyklonvorwärmer (WHR 1) und dem Klinkerkühler (WHR 2). Die thermische Energie wird über ein Druckwassersystem von den Wärmequellen hin zum ORC-Kreislauf transportiert. Dort wird das Arbeitsmittel Isobutan vorgewärmt, verdampft und überhitzt, bevor es einer Radialturbine mit verstellbarem Leitapparat zugeführt wird. Die Turbine wandelt die thermische Leistung in mechanische um. Die Turbine ist über ein Getriebe mit dem Generator verbunden, welche die mechanische in elektrische Leistung umwandelt. Ein Rekuperator überträgt die Energie des nach der Turbine noch überhitzten Dampfes auf das unterkühlte Kondensat. Die Abgabe der Restwärme erfolgt über einen Luftkondensator. Die Speisepumpe erhöht den Druck und fördert das Arbeitsfluid zum Vorwärmer.

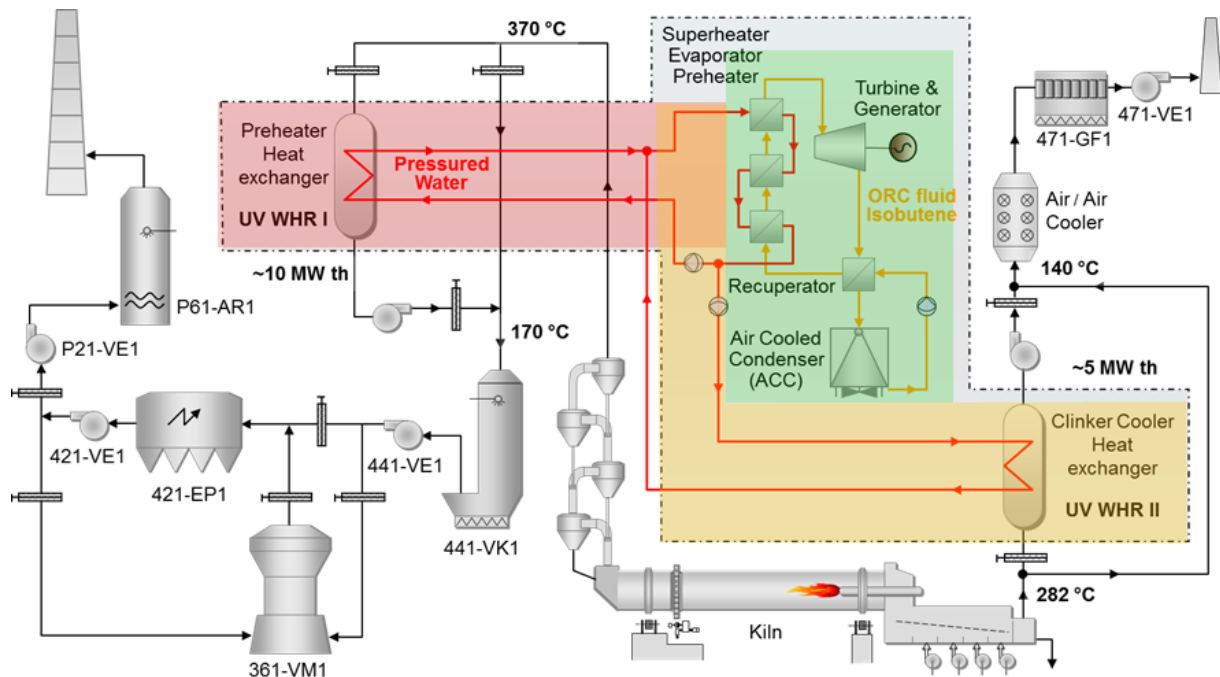


Abbildung 20 Schematischer Aufbau der ORC-Anlage des Holcim-Zementwerkes in Untervaz; Quelle: Holcim

1.3.2. Modellierung

In Abbildung 21 ist das entsprechende Modelica-Modell der Anlage mit den WHR1- und WHR2-Zwischenkreisläufen abgebildet. Folgende Randbedingungen wurden aus den Messungen abgeleitet

- Abgasmassenstrom nach Vorwärmer
- Abgastemperatur nach Vorwärmer
- Abluftmassenstrom nach Klinkerkühler
- Ablufttemperatur nach Klinkerkühler
- Umgebungslufttemperatur (für Luftkondensator)

Der Luftmassenstrom durch den Luftkondensator wird im Modell so geregelt, dass eine vorgegebene Unterkühlung des Arbeitsfluides erreicht wird.

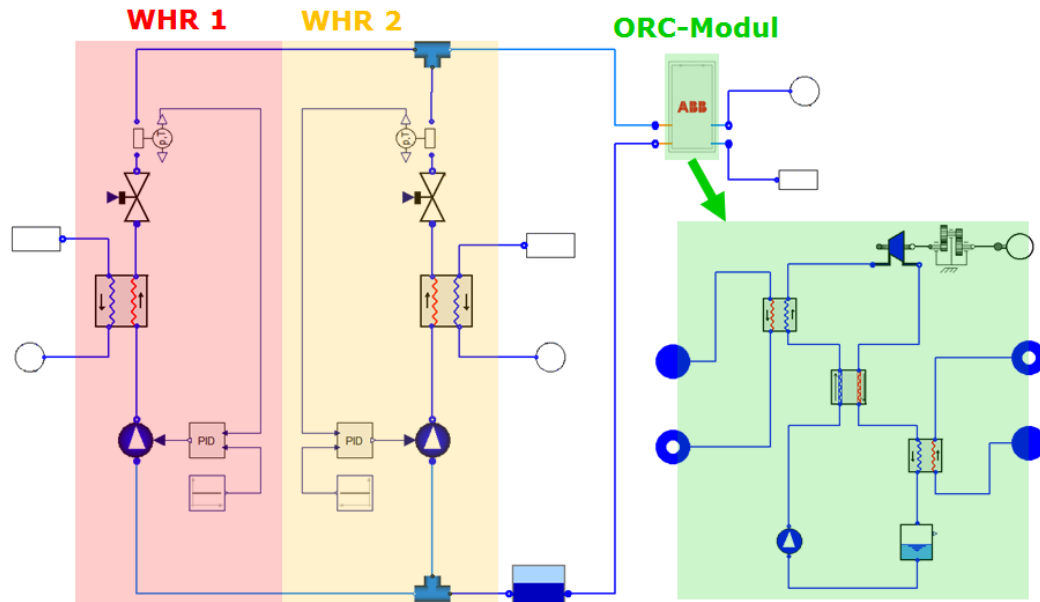


Abbildung 21 Nachbildung der ORC-Anlage in Untervaz mit der Modelica-Bibliothek ThermoCycleApplications

Die Messungen weisen starke zeitliche Schwankungen auf. Die Abbildung 22 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf des normierten Heisswasservolumenstroms (WHR 1) und der normierten elektrischen Bruttoleistung. Für eine erste Kalibrationsrechnung wurden die Prozessgrößen über einen Zeitraum von 6 Stunden gemittelt (schwarze Balken in Abbildung 22).

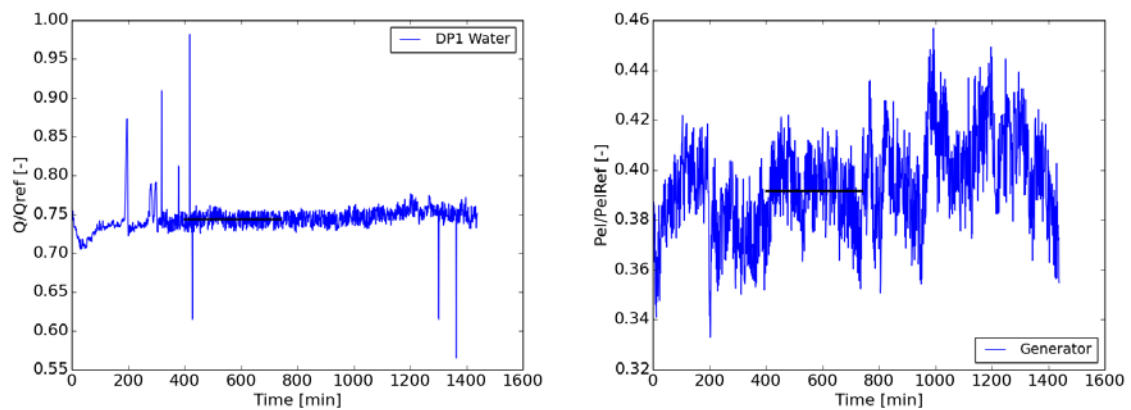


Abbildung 22 Zeitlicher Verlauf des normierten Heisswasservolumenstroms (WHR 1) und der normierten elektrischen Bruttoleistung; schwarzer Balken: gemittelter Wert über 6 h

Die stationäre Rechnung ergibt eine gute Übereinstimmung des simulierten Prozesses im Ts-Diagramm (grün) im Vergleich zu den wichtigsten gemessenen Eckpunkten (magenta), siehe Abbildung 23.

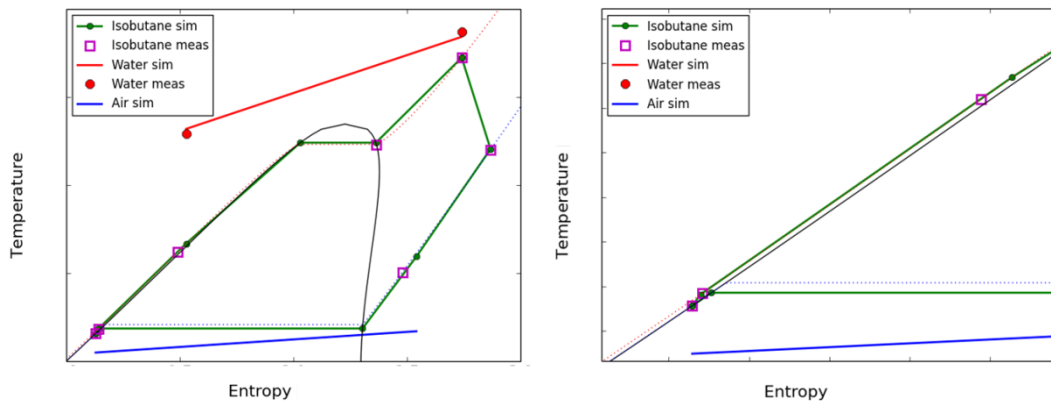


Abbildung 23 Simulierter ORC-Prozess im Ts-Diagramm im Vergleich zu Messungen

Neben den beiden Abhitzekesseln (Wärmeauskopplung) beeinflusst die Turbine massgeblich die produzierbare elektrische Leistung. Die verwendete Radialturbine besitzt einen variablen Leitapparat (Variable Turbinengeometrie VTG). Dieser soll bei schwankendem Abwärmeangebot den Turbinenbetrieb möglichst im Wirkungsgradoptimum ermöglichen. Die Verstellung des Leitapparates hat jedoch nicht nur Auswirkungen auf den Wirkungsgrad, sondern beeinflusst zusammen mit der Pumpendrehzahl auch den im ORC-Kreislauf umgesetzten Massenstrom. Der Massenstrom wiederum wirkt sich direkt auf die umgesetzte Leistung aus. Für die Simulation des ORC-Prozesses ist daher ein geeignetes Turbinenmodell nötig, welches das Verhalten über einen weiten Betriebsbereich realistisch abbildet. Im Folgenden wird näher auf die Turbinenmodellierung und deren Kalibration eingegangen.

1.3.3. Kalibration

Das Betriebsverhalten einer Turbine lässt sich mit Hilfe des isentropen Wirkungsgrades und der Durchflusscharakteristik beschreiben. Der isentrope Wirkungsgrad wird oft in Funktion der sogenannten Laufzahl und des Druckverhältnisses dargestellt (Laufzahlkurve). Die Laufzahl u/c_0 entspricht dem Verhältnis der Turbinenumfangsgeschwindigkeit u zur isentropen Austrittsgeschwindigkeit $c_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{is}}$, siehe einschlägige Literatur z.B. Sigloch [12]. Die Abbildung 24 links zeigt typische normierte Wirkungsgradverläufe für verschiedene Radialturbinen in Abhängigkeit der Laufzahl, zusammengetragen aus [13], [14], [15] und [16].

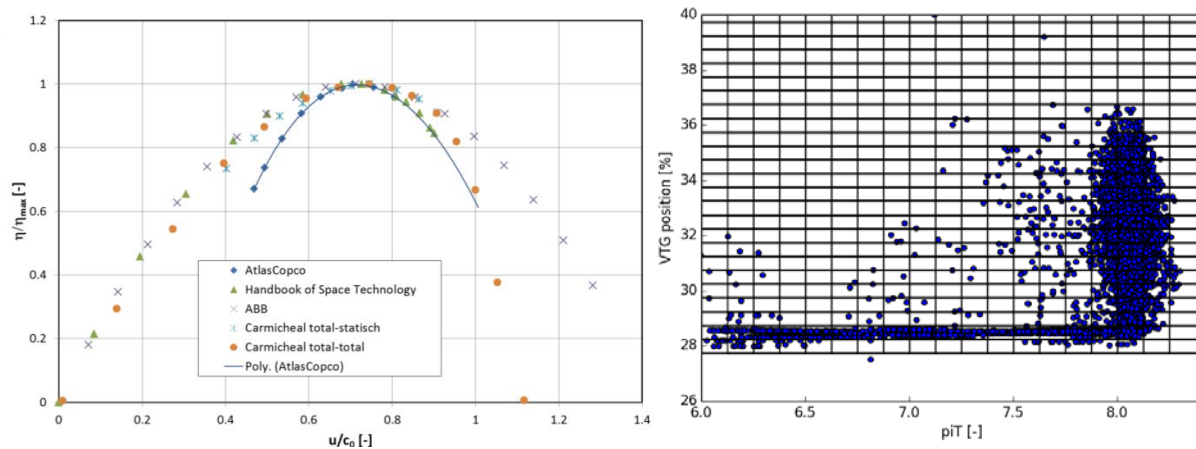


Abbildung 24 Links: Normierte Turbinenwirkungsgrade in Abhängigkeit der Laufzahl für verschiedene Radialturbinen [13], [14], [15], [16]; rechts: Für die Auswertung des Turbinenverhaltens in Untervaz werden die Messpunkte in ein Raster mit verschiedenen VTG-Position und Turbinendruckverhältnis (π_{iT}) eingeteilt.

Für die in Untervaz eingesetzte AtlasCopco-Turbine wird der in Prospekten [13] veröffentlichte Verlauf für die Modellbildung herangezogen (siehe blaue Punkte in Abbildung 24 links). Für jeden Messwert wird der isentrope Wirkungsgrad, das Turbinendruckverhältnis, die Laufzahl und die äquivalente Turbinenfläche (Stodola-Koeffizient) berechnet. Die statistische Auswertung erfolgt durch Klassenbildung. Dazu wird ein Raster mit variierender VTG-Stellung sowie änderndem Druckverhältnis gebildet, siehe Abbildung 24 rechts. Für jede Klasse werden schliesslich der Wirkungsgrad und die Laufzahl gemittelt. Die sich so ergebenden Wirkungsgrade sind als Punkte in Abhängigkeit der Laufzahl in Abbildung 25 links dargestellt.

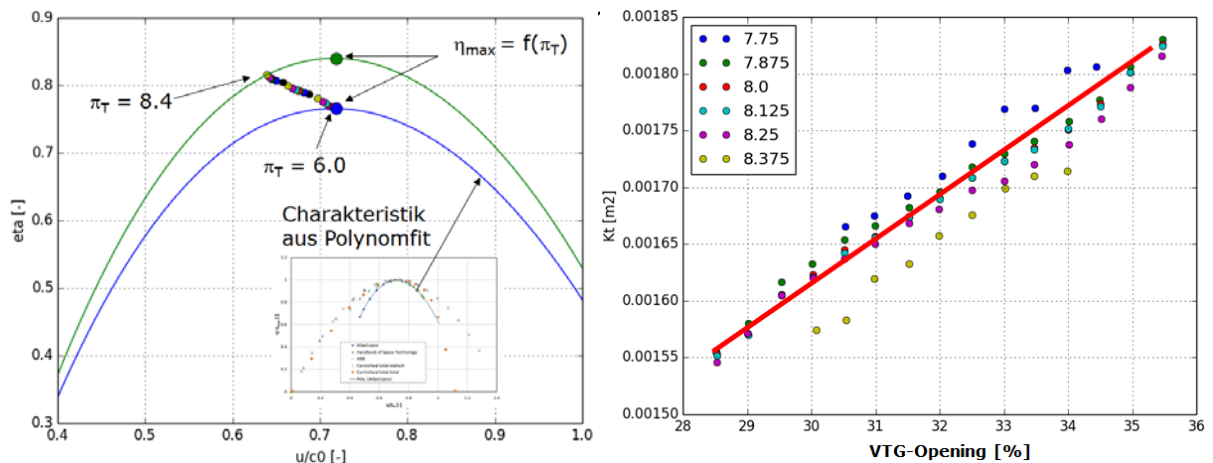


Abbildung 25 Links: Aus Messwerten abgeleitete Wirkungsgrade in Funktion der Druckverhältnisse und der Laufzahl; rechts: Äquivalente Turbinenfläche (Stodola-Koeffizient) in Funktion verschiedener VTG-Positionen

Die Wirkungsgrade nehmen ungefähr proportional zum Druckverhältnis zu, ändern jedoch gleichzeitig auch die Laufzahl. Um die Charakterisierung der Turbine zu vereinfachen, wird der Verlauf der normierten Wirkungsgrade aus Abbildung 24 links auf die gemittelten Wirkungsgrade bei tiefstem und höchstem Druckverhältnis appliziert (blaue und grüne Kurve in Abbildung 25 links). Dadurch kann der maximale Wirkungsgrad bei optimaler Laufzahl abschätzen werden. Die Turbinencharakteristik lässt sich nun mit zwei einfachen Funktionen vollständig beschreiben. Das Druckverhältnis liefert den ma-32/61

ximalen Wirkungsgrad, mit dem sich die Laufzahlkurve entsprechend skaliert. Die Kombination dieser beiden Funktionen wird im Turbinenmodell für die Wirkungsgradbestimmung hinterlegt.

Die Durchflusscharakteristik ist wichtig für die korrekte Berechnung des Massenstromes. Für eine fixe Turbinengeometrie lässt sich der Durchfluss mit Hilfe des Kegelgesetzes nach Stodola berechnen [17]. Dazu wird für den Design-Betriebspunkt eine äquivalente Turbinenfläche (Stodola-Koeffizient K_t) bestimmt. Diese wirkt quasi als Drossel und der Massenstrom ergibt sich abhängig vom Druckverhältnis:

$$K_t = \dot{m} \left(\frac{p_1 v_1}{p_1^2 - p_2^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{bzw.} \quad \dot{m} = K_t \cdot \left(\frac{p_1 v_1}{p_1^2 - p_2^2} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \text{mit}$$

- K_t : Stodola-Koeffizient (äquivalente Turbinenfläche)
- $\dot{m}$: Turbinenmassenstrom
- p_1 : Turbineneintrittsdruck
- p_2 : Turbinenaustrittsdruck
- v_1 : Spezifisches Volumen am Turbineneintritt.

Im vorliegenden Fall mit variablem Leitapparat stellt jede VTG-Stellung quasi eine eigene Turbine dar. Daher wird analog zur Datenreduktion des Turbinenwirkungsgrades für jede VTG-Stellung und jedes Druckverhältnis der Stodola-Koeffizient K_t berechnet, siehe Abbildung 25 rechts. Im Modell wird schliesslich eine lineare Approximation des Stodola-Koeffizienten in Abhängigkeit der VTG-Position hinterlegt (rote Linie).

1.3.4. Ergebnisse

Nachfolgend wird zunächst das Turbinenmodell isoliert getestet. Die Implementierung des validierten Turbinenmodells im ORC-Modul ermöglicht schliesslich eine vertiefte Analyse des Anlagenverhaltens.

Der Vergleich zwischen gemessener und simulierter Leistung am isolierten Turbinen-Getriebe-Generatormodell ist in Abbildung 26 dargestellt. Das Turbinenmodell zeigt kaum Abweichungen vom realen Verhalten und wird entsprechend ins ORC-Modul übernommen.

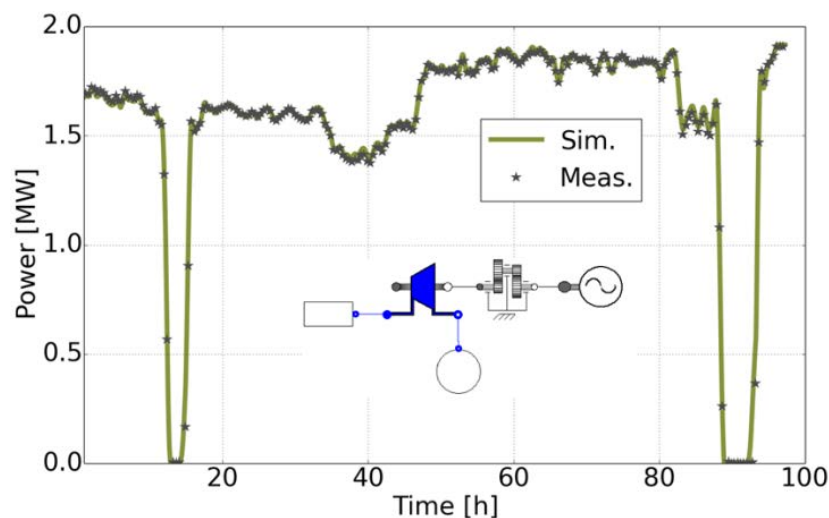


Abbildung 26 Validierung des Turbinenmodells

Für den Test des ORC-Moduls wird ein Regler benötigt. Vom ORC-Anbieter werden hierzu keine genaueren Angaben gemacht. Vom Betreiber gibt es jedoch Indikationen, wie die Anlage geregelt sein könnte. Weiter ist anzufügen, dass das Regelkonzept und damit verbunden auch Regelparameter während der Inbetriebnahme gemäss Betreiber mehrfach modifiziert wurden. Dieser Umstand erschwert die simulative Abbildung des Prozesses zusätzlich. Für die weiteren Untersuchungen werden bezüglich Regelung folgende Annahmen getroffen:

- Die Ventilatorendrehzahl des Luftkondensators regelt einen vorgegebenen Kondensationsdruck. Die Drehzahl ist jedoch nach oben begrenzt.
- Die VTG-Position wird genutzt, um das Turbinen-Nenndruckverhältnis zu halten. Dabei ist die untere VTG-Öffnung auf rund 28 % limitiert (siehe auch Abbildung 24 rechts). Der Grund ist nicht ganz klar. Möglicherweise spielen Vibrationen eine Rolle?
- Mit der Speisepumpe lassen sich verschiedene Prozessparameter regeln. Am naheliegendsten scheint die Regelung der Turbineneintrittstemperatur oder der Überhitzung. Möglicherweise bleibt die Pumpendrehzahl im Normalbetrieb auch konstant. Es wurden alle drei Varianten simuliert, wobei die Überhitzungs-Regelung die beste Übereinstimmung mit den Messwerten ergab, siehe Anhang A.

Die Abbildung 27 zeigt das Modell zum Testen des ORC-Moduls. Als Randbedingungen werden folgende Grössen als geglättete Messwertverläufe aufgeprägt (siehe Nummern in Abbildung 27):

1. Heisswasser-Massenstrom
2. Heisswasser-Eintrittstemperatur
3. Heisswasser-Austrittsdruck
4. Umgebungstemperatur/-druck
5. Fixer Kondensationsdruck (Soll-Wert)
6. Überhitzungstemperatur am Turbineneintritt (als zeitlicher Verlauf)

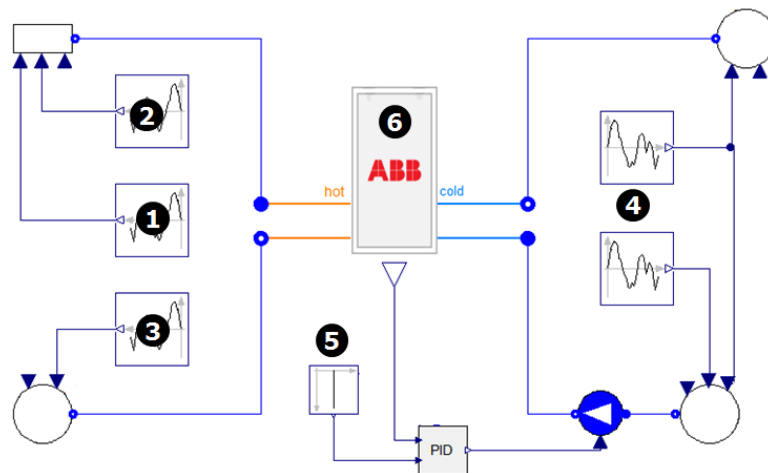


Abbildung 27 Modell zum Testen des ORC-Moduls

Im Anhang A sind die detaillierten Ergebnisse für alle drei Varianten der Pumpenregelung (Turbineneintrittstemperatur, Überhitzung und konstante Drehzahl) dargestellt. Der Vergleich zwischen der gemessenen und simulierten Heisswasser-Austrittstemperatur, der Turbinen-Eintrittstemperatur und der elektrischen Nettoleistung für den Fall mit Überhitzungsregelung ist exemplarisch in der Abbildung 28

wiedergegeben. Als Nettogleistung wird hier vereinfachend die elektrische Generatorleistung abzüglich der Speisepumpenleistung definiert. Die gemessenen Temperaturen werden recht genau reproduziert. Das grundsätzliche Verhalten des ORC-Moduls wird ebenfalls richtig wiedergegeben.

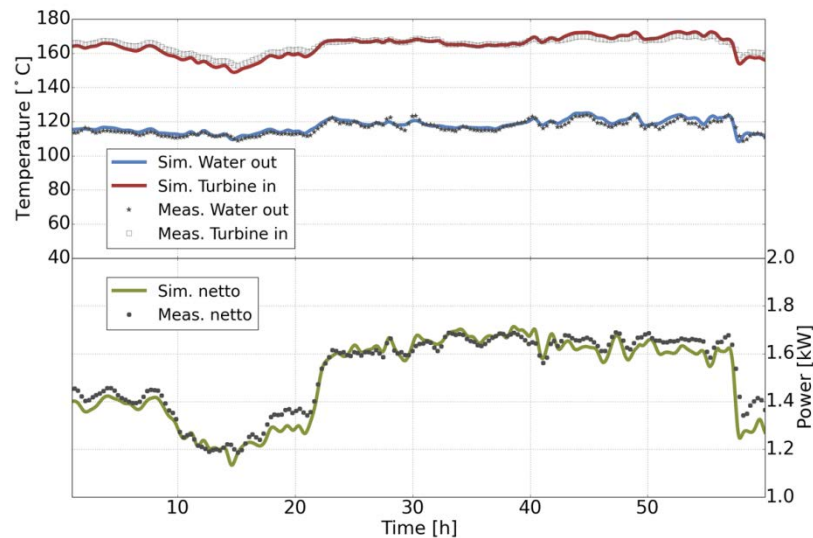


Abbildung 28 Validierung des ORC-Moduls; rot: Heisswasseraustrittstemperatur, blau: Turbineneintrittstemperatur, grün: elektrische Nettogleistung

Die Simulationsergebnisse ermöglichen einen vertieften Einblick in das Anlagenverhalten. Mit Hilfe der Abbildung 28 werden einige Aspekte näher betrachtet. Die Nummern in der Abbildung 29 korrespondieren mit den Erläuterungen im Fliesstext:

Zeitraum 0 – 10 h:

1. Mit Hilfe des variablen Leitapparates (VTG) wird versucht ein konstantes Druckverhältnis von ungefähr 8 aufrecht zu erhalten.
2. Die VTG-Öffnung ist jedoch bereits am unteren Limit (ca. 28 %) angelangt.
3. Da die Ventilatorumdrehzahl am oberen Limit fährt (hier nicht gezeigt), kann die Kondensationsdruckvorgabe von ca. 3.1 bar nicht jederzeit gehalten werden. Dadurch steigt bei einer Erhöhung der Umgebungstemperatur auch der Kondensations- und damit der Turbinenaustrittsdruck. Wie oben erwähnt kann das Druckverhältnis wegen der VTG-Öffnungslimite ebenfalls nicht gehalten werden.

Zeitraum 10 – 23 h:

4. Die Umgebungstemperatur steigt während dem Tag um ca. 10 K. Die Ventilatoren laufen am Limit, so dass die Restwärme nicht ausreichend abgeführt werden kann.
5. Dadurch steigt der Kondensations- und Turbinenaustrittsdruck weiter an.
6. Da die VTG-Stellung ebenfalls am Limit steht,
7. sinkt auch das Druckverhältnis über die Turbine.

Zeitraum 23 – 58 h:

8. Der Heisswasser-Massenstrom sowie
9. die Vorlauftemperatur nimmt zu, womit dem ORC-Modul ein erhöhtes Energieangebot zur Verfügung steht.

10. Zusätzlich ist die Umgebungstemperatur relativ tief (Nacht). Ohne Regeleingriff würde das gesteigerte Energieangebot zu einer Temperaturerhöhung am Turbineneintritt führen. Um die vorgegebene Überhitzung zu halten, wird im geregelten Betrieb der Isobutan-Massenstrom erhöht. Dies erfolgt durch eine Drehzahlerhöhung der Speisepumpe (hier nicht gezeigt).
11. Durch den erhöhten Massenstrom steigen der Turbineneintrittsdruck und das Druckverhältnis.
12. Der variable Leitapparat hat nun genügend Regelreserve um das Druckverhältnis auf dem Sollwert zu halten.

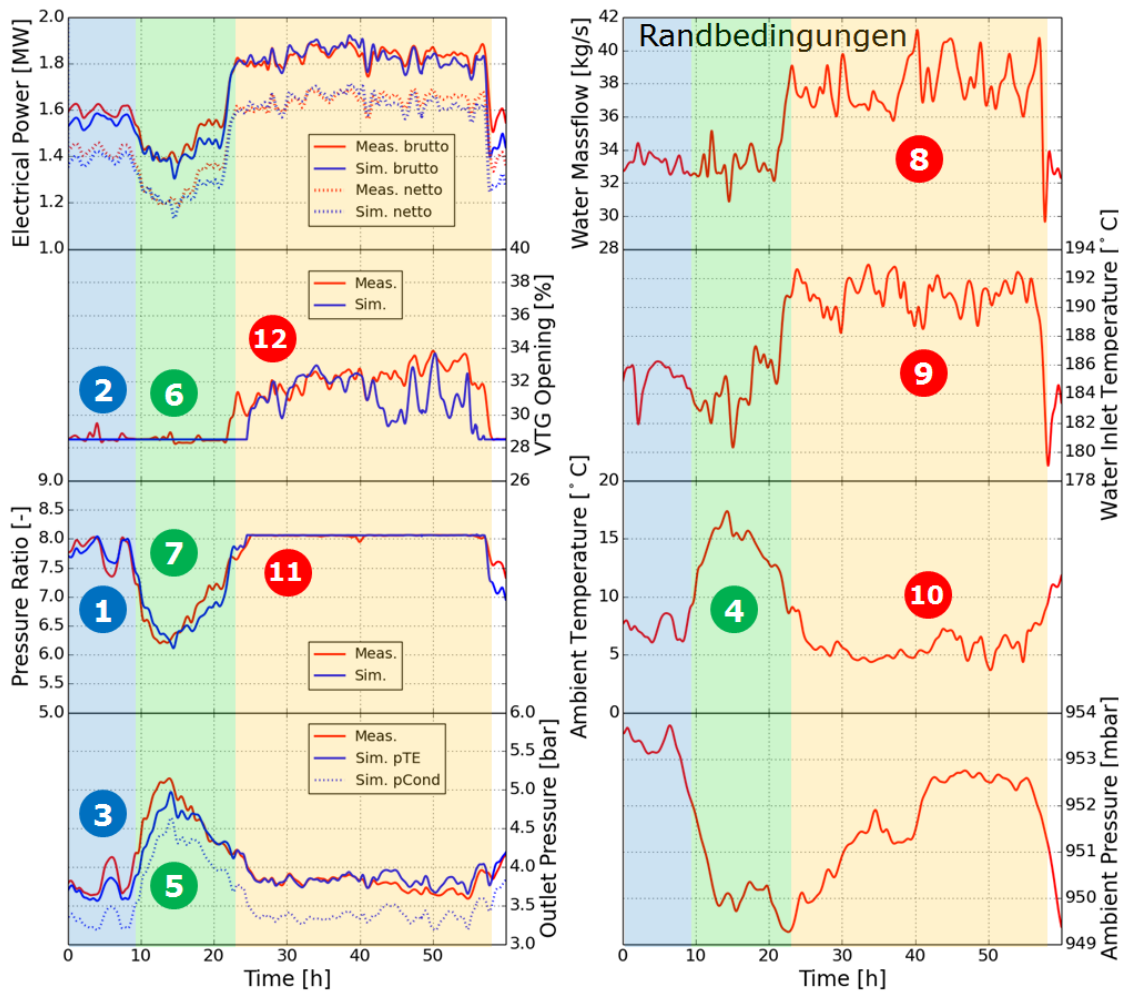


Abbildung 29 Simulationsergebnisse und Randbedingungen für das ORC-Modul in Untervaz über einen Zeitraum von 60 Stunden; Erklärungen zu den Nummern siehe Fliesstext

1.3.5. Diskussion

Die Turbinencharakteristik konnte mit Hilfe von Messdaten abgeleitet und im Modell implementiert werden. Das Turbinenmodell reproduziert erfolgreich die gemessenen Leistungsverläufe. Auch das übergeordnete Modell des ORC-Moduls bildet das grundsätzliche Verhalten richtig sowie die simulierten Bruttoleistungen relativ genau ab. Somit lässt sich das Modell für eine tiefergehende Analyse und Interpretation des Anlagenverhaltens nutzen. Verschiedene Wirkzusammenhänge lassen sich aufzei-

gen und erhöhen so das Verständnis über das Anlagenverhalten. Dieses ist wichtig um Ursachen von Sollabweichungen zu evaluieren und zielgerichtete Verbesserungsmassnahmen vorschlagen zu können.

Im betrachteten Zeitraum fällt die hohe Überhitzung von 30-50 K auf, siehe Abbildung 38 in Anhang A. Ausserdem liegt der Betriebspunkt der Turbine beim Nenndruckverhältnis nicht bei der optimalen Laufzahl und erreicht so nicht den maximal möglichen Turbinenwirkungsgrad, siehe Abbildung 25. Es ergeben sich hier Optimierungspotenziale, die durch Anpassung von Regelparametern relativ einfach erschlossen werden können. Beispielsweise liesse sich die Überhitzung ohne Einbusse der Betriebssicherheit reduzieren. Dies erreicht man am einfachsten durch eine Erhöhung des Isobutan-Massenstroms (Pumpendrehzahl erhöhen). Der Turbinenmassenstrom geht direkt in die umgesetzte Leistung ein, d.h. die Leistung sollte steigen. Durch die Änderung der Prozessführung verschiebt sich auch die Laufzahl in einen günstigeren Bereich, so dass sich durch den besseren Turbinenwirkungsgrad eine zusätzliche Leistungssteigerung ergibt. Diese geänderte Prozessführung soll nachfolgend bezüglich des Optimierungspotenzials untersucht werden.

1.3.6. Geänderte Prozessführung und Optimierungspotenzial

Als Grundlage für die Potenzialabschätzung wird der in Abbildung 28 dargestellte Zeitraum (60 h) untersucht. Dabei werden die gemessenen zeitlichen Verläufe analog zu Abbildung 27 als Randbedingungen vorgegeben. Es wird untersucht, wie sich die Nettoleistung in Abhängigkeit von angepassten Regler-Einstellung verändert. Folgende Parameter werden variiert:

- Überhitzung: 10 – 40 K
- Turbinendruckverhältnis: 7.0 – 8.06
- Obergrenze Ventilatorendrehzahl bei Luftkondensator: 900 – 1200 rpm

Bei den Ergebnissen ist zu beachten, dass Rückkopplungen im Heisswasserkreislauf nicht berücksichtigt werden. D. h. falls die vom ORC-Modul aufgenommene thermische Leistung steigt, kann die Heisswasserrücklauftemperatur fallen und damit die Wärmeauskopplung beim Heissgaswärmeübertrager beeinflussen. Dieser Effekt wird hier ausser Acht gelassen.

Folgende Grössen werden u. A. für die Beurteilung der Varianten herangezogen:

- Mittlere Bruttoleistung = Mittlere Generatorleistung
- Mittlere Nettoleistung = Mittlere Generatorleistung – Mittlere Leistung Speisepumpe
- Änderung Brutto-, Nettostromertrag
- Änderung mittl. Brutto-, Nettoleistung

Die mittleren Leistungen ergeben sich aus den integrierten Momentanleistungen dividiert durch den betrachteten Zeitraum.

Variation Überhitzung

Wie oben erwähnt, ermöglicht die Reduktion der Überhitzung einerseits einen höheren Massenstrom, andererseits sollte der isentrope Wirkungsgrad der Turbine steigen, da sich durch die reduzierte Eintrittstemperatur die Laufzahl u/c_0 in einen günstigeren Bereich verschiebt. Insgesamt wird dadurch eine höhere Turbinenleistung erwartet. Die gemessene Überhitzung schwankt im Referenzfall zwischen 30 – 50 K. Im Simulationsmodell wird die Überhitzung über die Pumpendrehzahl nun auf einen konstanten Wert geregelt. Die Überhitzung wird im Bereich von 10 bis 40 K variiert.



Wie in der Abbildung 30 links zu sehen, nimmt die Bruttoleistung mit sinkender Überhitzung zu. Gegenüber dem Referenzfall ist eine Steigerung von ca. 9 % zu erwarten. Bei einer Überhitzung unter 15 K ändert sich die Bruttoleistung nur noch marginal. Um den Massenstrom zu erhöhen, muss die Pumpe mehr leisten, was die Nettoleistung entsprechend reduziert. Es fällt auf, dass die Nettoleistung im Bereich 15 – 20 K Überhitzung ein Optimum aufweist, siehe Abbildung 30 rechts. Bei einer Überhitzung zwischen 15 und 20 K ergibt sich eine potenzielle Leistungssteigerung von ca. 6 %.

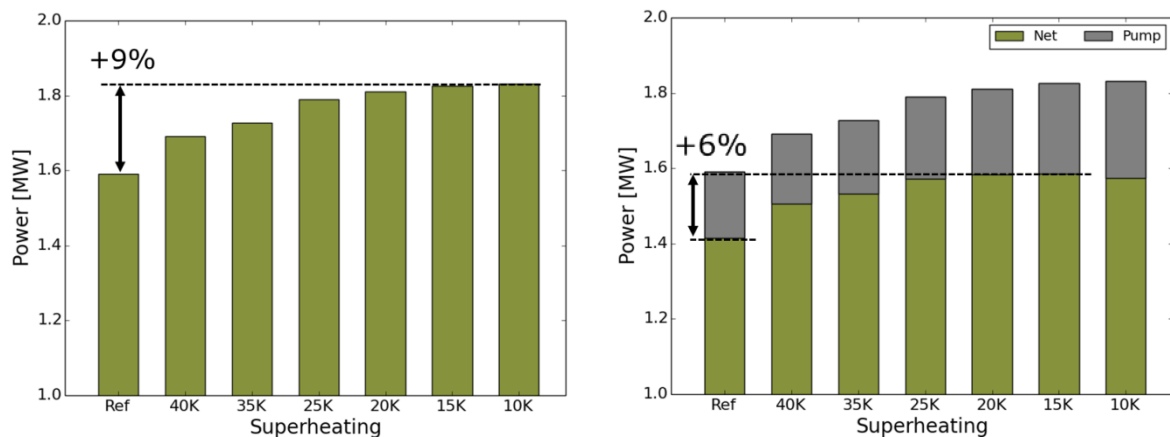


Abbildung 30 Variation der Überhitzung; links: Simulierte Bruttoleistung; rechts: Nettoleistung = Bruttoleistung – Leistung Speisepumpe

Die detaillierteren Ergebnisse für die Überhitzungs-Variation sind in der Tabelle 2 zusammengefasst. Wie zu erwarten, nimmt mit abnehmender Überhitzung die Laufzahl u/c_0 zu und nähert sich dem optimalen Wert von ca. 0.7 an. Damit verbunden steigt auch der isentrope Wirkungsgrad der Turbine. Weiter fällt auf, dass die Varianten 10 – 20 K in der betrachteten Periode zeitweise nahe oder über dem kritischen Isobutan-Druck von 36.29 bar laufen.

Tabelle 2 Simulationsergebnisse aus der Variation der Überhitzung

		Ref.	Variation Superheating					
Superheating		var.	40	35	25	20	15	10
Pressure Ratio setPoint		8.06	8.06	8.06	8.06	8.06	8.06	8.06
Max. Fan Speed		900	900	900	900	900	900	900
Work gross	MWh	101.0	101.5	103.6	107.4	108.7	109.6	109.9
Work Dev. gross	%		0.5	2.6	6.3	7.6	8.5	8.7
Work net	MWh	89.9	90.3	91.9	94.4	95.0	95.1	94.5
Work Dev. net	%		0.5	2.2	4.9	5.7	5.8	5.1
Pressure max	bar	33.0	32.7	33.5	35.0	35.7	36.5	37.9
Is. Effic. mean		0.803	0.804	0.807	0.813	0.815	0.816	0.814
u/c0 mean		0.658	0.658	0.666	0.683	0.694	0.708	0.725
Massflow mean	kg/s	23.4	23.6	24.5	26.5	27.6	28.8	30.5

In der Abbildung 31 links ist der zeitliche Verlauf des Turbineneintrittsdrucks für den Referenzfall und bei Überhitzung 10 K dargestellt. Sie verdeutlicht das zeitweise Überschreiten des kritischen Druckes. Die Abbildung 31 rechts zeigt den überkritischen Prozess exemplarisch im Temperatur-Entropie-Diagramm für den Fall mit 10 K Überhitzung.

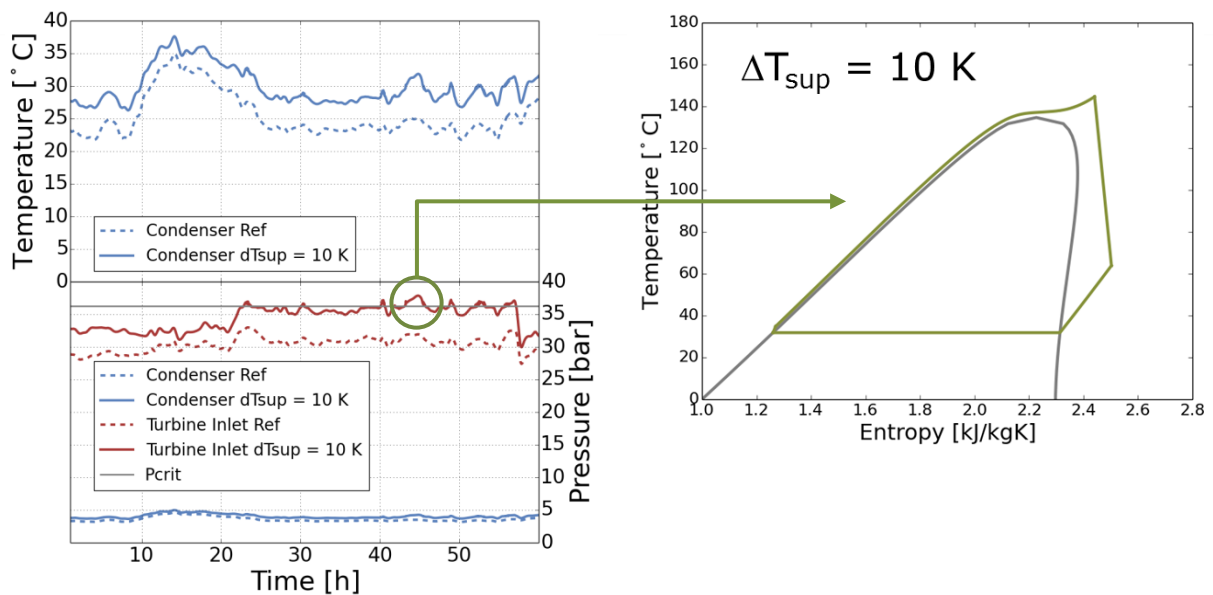


Abbildung 31 Die Reduktion der Überhitzung kann zu einem Anstieg des Kondensationsdruckes und bei Regelung auf ein konstantes Turbinendruckverhältnis zu einem zeitweisen überkritischen Prozess führen.

Der Grund für den zeitweise überkritischen Betrieb liegt hauptsächlich im Anstieg des Kondensator-druckes. Mit dem erhöhten Isobutan-Massenstrom wird mehr thermische Energie ins ORC-Modul eingekoppelt. Da sich die Umgebungstemperatur am Luftkondensator gegenüber dem Referenzfall nicht ändert und die Ventilatoren bereits mit der maximalen Drehzahl laufen, kann die zusätzliche Restwärme nicht an die Umgebung abgegeben werden. Dies führt zu einer erhöhten Kondensations-temperatur mit entsprechend höherem Kondensationsdruck. Die Kondensationsdruckdifferenz zwi-schen dem Referenzfall und der 10 K Überhitzung liegt im Bereich von 0.6 bar. Da die Turbine auf ein konstantes Druckverhältnis von ungefähr 8 regelt, erhöht sich der Turbineneintrittsdruck ungefähr um 5 bar und kann dabei den kritischen Druck überschreiten.

Ein überkritischer ORC-Prozess ist grundsätzlich denkbar, vorausgesetzt der Prozess bzw. die Anlage ist dafür ausgelegt, siehe z. B. [32]. Im vorliegenden Fall ist jedoch ein überkritischer Anlagenbetrieb nicht vorgesehen. Es stellt sich daher die Frage, wie ein solcher Zustand vermieden werden kann. Eine Möglichkeit wird nachfolgend beschrieben.

Variation Turbinendruckverhältnis

Im Referenzfall wird auf das Auslegungs-Turbinendruckverhältnis von 8.06 geregelt. Wie oben er-wähnt, kann dies bei gewissen Betriebszuständen (insbesondere bei tieferen Überhitzungen) zu ei-nem Betrieb über dem kritischen Druck führen. Um diese Situation zu vermeiden, kann der Stellwert des geregelten Turbinendruckverhältnisses reduziert werden. Man nimmt dabei eine leichte Verminde-rung des isentropen Turbinenwirkungsgrades in Kauf, siehe Abbildung 25.

Die Variation des Turbinendruckverhältnisses basiert auf dem Fall mit 20 K Überhitzung. Dabei wird das Druckverhältnis im Bereich zwischen 7 und 8.06 variiert. Die Abbildung 32 stellt die resultierenden Brutto- und Nettoleistungen dar. Der erste Balken entspricht dem ursprünglichen Referenzfall. Der zweite Balken ist das Ergebnis für die Überhitzung von 20 K und Turbinendruckverhältnis analog zum Referenzfall, siehe auch Abbildung 30. Wie in Abbildung 32 zu erkennen, fällt die Nettoleistung mit reduziertem Druckverhältnis relativ schwach ab.

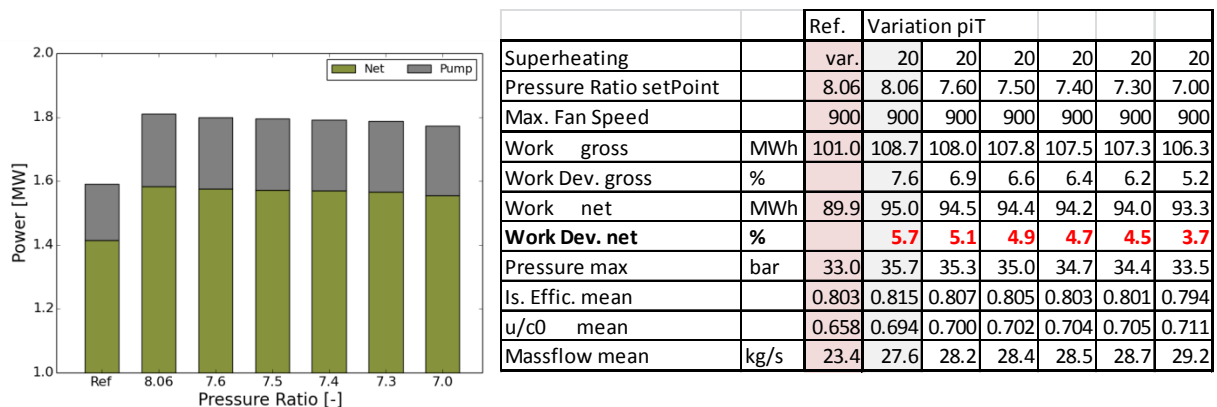


Abbildung 32 Simulationsergebnisse Variation Turbinendruckverhältnis

Wie beabsichtigt, nimmt mit reduziertem Druckverhältnis der Maximaldruck ab. Beim Fall mit Überhitzung 20 K und Druckverhältnis 7 würde man bei einem Maximaldruck von 33.5 bar die Nettoleistung gegenüber dem Referenzfall immer noch um 3.7 % erhöhen.

Variation Obergrenze Ventilator-drehzahl

Eine weitere Möglichkeit den Turbineneintrittsdruck zu senken und damit einen überkritischen Prozess zu vermeiden, besteht in einer Erhöhung der Kühlleistung bzw. der damit verbunden Absenkung des Kondensationsdruckes. Im Modell wird versucht, den Kondensationsdruck mittels Drehzahlregelung der Luftkondensatorventilatoren auf einem konstanten Wert zu halten. Es hat sich jedoch gezeigt, dass für den betrachteten Zeitraum die Ventilatoren immer am oberen Drehzahl-limit 900 U/min laufen. Dadurch ändert der Kondensationsdruck in Abhängigkeit der Last und der Aussentemperaturen. Im Gegensatz zur realen Anlage kann im Simulationsmodell die obere Drehzahl-limite einfach erhöht und so der Einfluss der Kühlleistung auf die Brutto- bzw. Nettoleistung untersucht werden. Nachfolgend wird dazu die maximale Ventilator-drehzahl von 900 U/min schrittweise auf 1200 U/min erhöht. Bei der Variation wird die Überhitzung auf 20 K geregelt. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 33 dargestellt.

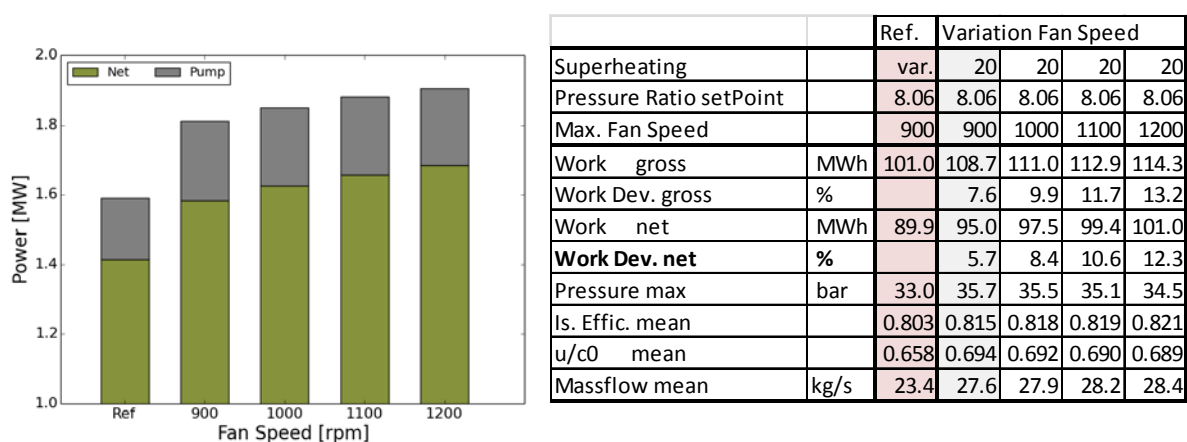


Abbildung 33 Simulationsergebnisse Variation Maximale Ventilator-drehzahl beim Luftkondensator

Es ergeben sich relativ hohe Leistungssteigerungen von bis zu 12 % gegenüber dem Referenzfall. Dabei ist jedoch zu beachten, dass bei der hier berechneten Nettoleistung die Erhöhung der Ventilatorleistung nicht berücksichtigt ist. Um diesbezüglich belegbarere Aussagen machen zu können, müssten nähere Angaben zu dem verwendeten Luftkondensator vorhanden sein. Interessant ist ne-

ben der Leistungssteigerung die Reduktion des maximalen Druckes, die logischerweise mit höherer Kühlleistung sinkt, jedoch geringer ausfällt als erwartet.

Diskussion Optimierungspotenzial

Die ORC-Anlage in Intervaz sollte ursprünglich ungefähr 2 MW elektrische Nettoleistung liefern, wobei alle benötigten Hilfsleistungen (Speisepumpe, Zwischenkreislaufpumpen, Gebläse etc.) bei der Bestimmung der Nettoleistung enthalten sind. Im hier betrachteten Zeitraum wird für den Referenzfall mittels Simulation eine mittlere Nettoleistung von ca. 1.5 MW_{el} abgeschätzt. Dabei wurde allein die Generatorleistung (Bruttogleistung) und die Leistung der Speisepumpe berücksichtigt. Selbst mit dieser sehr optimistischen Annahme wird die spezifizierte Nettogleistung bei weitem nicht erfüllt. Mit Hilfe dieser Parametervariation sollte untersucht werden, wie sich die Nettogleistung durch angepasste Reglereinstellungen anheben lässt.

In diesem Zusammenhang scheint die Reduktion der aktuellen Überhitzung essentiell. Die Parametervariation zeigt eine optimale Nettogleistung bei einer Überhitzung zwischen 15 und 20 K. Die Leistungssteigerung entspricht dabei rund 6 %. Geht man von einem Strompreis von 10 Rp./kWh¹ und 7500 Stunden Volllast aus, würde sich gegenüber dem Referenzfall eine Ertragssteigerung von ca. CHF 65'000.- pro Jahr erzielen, siehe auch Anhang B.

Bei der alleinigen Reduktion der Überhitzung besteht die Gefahr, dass der Turbineneintrittsdruck über den kritischen Druck von Isobutan ansteigt. Um dieses Risiko zu minimieren, wurde das geregelte Turbinendruckverhältnis sukzessive von 8.06 auf 7 reduziert. Beim Druckverhältnis von 7 beträgt die Steigerung der Nettogleistung noch rund 4 %, was mit obigen Annahmen einer Ertragssteigerung von ca. CHF 42'000.- pro Jahr entspricht.

Eine weitere Möglichkeit den Maximaldruck zu reduzieren und gleichzeitig die Leistung weiter zu steigern, besteht in einer erhöhten Ventilatorumdrehzahl bzw. Kühlleistung. Die simulierten Leistungssteigerungen sind enorm. Erhöht man die maximale Ventilatorumdrehzahl von 900 auf 1200 U/min ergibt sich eine Leistungssteigerung von rund 12 %, was einer Ertragssteigerung von ca. CHF 138'000.- pro Jahr entspricht. Diese Werte sind jedoch eher fiktiv, da für die höhere Ventilatorumdrehzahl zusätzlich elektrische Leistung aufgewendet werden müsste, was hier aber nicht berücksichtigt wird. Ausserdem ist nicht klar, ob die bestehenden Ventilatoren diese Leistung aufnehmen können. Falls nicht, wäre für den Austausch mit leistungsstärkeren Ventilatoren mit zusätzlichen Investitionskosten zu rechnen. Dies würde die Ertragssteigerung wieder schmälern.

Wichtiger als die oben gefundenen Absolutwerte für die Leistungs-/Ertragssteigerungen scheint im Moment das Erhalten vertiefter Einblicke ins Anlagenverhalten. D. h. der Nutzen der obigen Untersuchungen besteht vorwiegend darin, das grundsätzliche Verhalten des Prozesses und den Einfluss verschiedener Regelparametern auf das Leistungsvermögen besser zu verstehen. Diese Erkenntnisse können insbesondere bei der Inbetriebnahme und bei der Einstellung der Anlage unterstützend wirken. Ausserdem können entsprechende Modelle in der Planungsphase zukünftiger Projekte für die Entwicklung und für Tests (vorteilhafterer) Regelstrategien genutzt werden und so potenzielle Probleme in einer frühen Projektphase sichtbar machen.

¹ Beim Erstellen des Business Cases wurde ein Strompreis von 11 Rp./kWh angenommen. Mit der aktuellen Strompreissituation in Europe liegt der Preis bei ca. 8.5 Rp./kWh [33]. Für die Potenzialabschätzung wurde daher mit einem mittleren Wert von 10 Rp./kWh gerechnet.



Kostenanalyse (AP 2)

Um neue Konzeptvorschläge für zukünftige, kostengünstigere ORC-Anlagen ableiten zu können, müssen deren Kosten abschätzbar und die Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit quantifizierbar sein. Die Grundlage für solche Abschätzungen bilden die Kostenstrukturen bestehender Anlagen. Gemäss Projektantrag sollen daher die beiden Referenzanlagen Klingnau und Untervaz bezüglich ihrer Kostenstruktur untersucht werden. Sie erlauben die wahren Kostentreiber und mögliche Kostenreduktionspotenziale zu identifizieren. Dieses Vorhaben erweist sich jedoch als schwierig, da die beiden Anbieter der Referenzanlagen bis anhin nicht bereit sind, diese Informationen preiszugeben. Als Alternative wird die Kostenstruktur der ORC-Anlage Klingnau mit Hilfe verfügbarer Literaturdaten abgeschätzt und zusammen mit dem Anlagenbetreiber plausibilisiert.

1.4. Vorgehen

Das Grundsätzliche Vorgehen für die Kostenanalyse und die thermoökonomische Bewertung lassen sich durch folgende Schritte zusammenfassen:

1. Mit Hilfe der Literatur werden Informationen über Kostenstrukturen verschiedener Anlagen zusammengetragen und auf ihre Eignung für eine der beiden Referenzanlagen überprüft (Anwendungsart, Leistungsklasse etc.).
2. Für das vorliegende Projekt wird ein einfaches, geeignetes Skalierungsmodell (Komponentenkosten in Abhängigkeit der Leistung) evaluiert.
3. Das Skalierungsmodell wird auf eine der beiden Referenzanlagen angewendet, womit sich eine synthetische Kostenstrukturen ableiten lässt. Diese werden mit den in Schritt 1 erarbeiteten Kostenstrukturen und zusammen mit dem Anlagenbetreiber plausibilisiert.
4. Für die Referenzanlage werden passende thermoökonomische Bewertungskriterien festgelegt.
5. Für die Referenzanlage werden exemplarisch Anlagenalternativen bzw. -anpassungen mit Optimierungspotenzial vorgeschlagen, die in der physikalisch-basierten Simulationsumgebung implementiert und berechnet werden, siehe Abschnitt 1.2.8. Mit Hilfe der Ergebnisse aus Schritt 1 bis 4 werden diese thermoökonomisch bewertet (AP 3).

1.5. Kostenstrukturen aus der Literatur

Es finden sich nur wenige Veröffentlichungen, die Kostenstrukturen von ORC-Anlagen offenlegen. In der Tabelle 3 sind Kostenstrukturen aus sechs Publikationen zusammengefasst. Die Daten sind schwierig zu interpretieren, da bei keiner Publikation eine klare Systemabgrenzung vorliegt. Ausserdem werden Kosten in Gruppen zusammengefasst, die aber untereinander nicht einheitlich sind. Daher sind in der Tabelle 3 auch Mehrfachnennungen möglich.

Bei den Anlagen 3 und 4 sind wohl eher nur die Modulkosten enthalten, bei den anderen eher das Gesamtsystem. Wie zu erwarten, bilden die Gesamtheit der Wärmeübertrager sowie die Expander-Generator-Einheit gewichtige Kostentreiber dar. Interessant ist der Vergleich zwischen Anlage 1,2 und 6. Während bei grossen Anlagen (z.B. Anlage 6) die Modulkosten gerade mal 20 % der Gesamtkosten ausmachen, fallen die Modulkosten bei sehr kleinen Anlagen mit 60 bis 80 % sehr stark ins Gewicht.



Tabelle 3 Übersicht Kostenaufteilungen aus verschiedenen Veröffentlichungen

Anlage			1	2	3	4	5	6
Anwendung			WHR	WHR	WHR	CHP	WHR	WHR
			??	Autom.	Zement	Biomasse	Industrie	Zement
Status			Studie	Studie	Real	Real	Real	Real
Abwärmtemperatur	[°C]		180	350-600	260	490	150-250	350
Nutzleistung	[kW]		2	5	100	300	375	2000
Kostenstruktur	[%]							
ORC-Modul								20
	Turbo-Einheit						54	
		Expander, Geno	20	28	34	40		
		Pumpe	8	5	8	10		
	Wärmeübertrager				45	35		
		Erhitzer	24	23			8	
		Kondensator	24	11			16	
	Arbeitsfluid		4	1				
Verrohrung, Ventile etc.			2	12	13	15		
Abhitzeessel, Verrohrung etc.								35
Zwischenkreislauf				7			11	7
Kühlsystem, Wasseraufbereitung								2
El. Geräte, Automation			4	1				6
Hilfsaggregate, Wasserpumpen			5					5
Engineering, Commissioning etc.			9					13
Gebäude, Installation, Befestigung etc.				12			11	12
Check			100	100	100	100	100	100

Quellen zu den Anlagendaten 1 bis 6:

1. Economic Feasibility Study of a small Scale Organic Rankine Cycle System in water Heat Recovery application [20]
2. NoWaste: Waste Heat reuse for greener Truck [25]
3. First waste heat power generating plant using the ORC process for utilizing residual clinker cooler exhaust air [22]
4. Biomasse – Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses – EU Thermie Projekt Admont (A) [23]
5. A Perspective on Costs and Cost Estimation Techniques for Organic Rankine Cycle Systems [19]
6. Technical and Economical Experiences with large ORC Systems using Industrial Waste Heat Streams of Cement Plants [24]

Die unmittelbare Übertragung der obigen Kostenaufteilungen auf die Klingnau-Anlage ist wegen fehlender Systemabgrenzung, Unwissen über genauen Inhalt etc. problematisch. Mit Hilfe eines Skalierungsmodells soll daher nach einer Bottom-up-Methode exemplarisch eine synthetische Kostenstruktur für die Referenzanlage abgeleitet werden.

1.6. Skalierungsmodell und Kostenkorrelationen

Einen Überblick über verschiedene Methoden zur Abschätzung von Investitionskosten gibt Lemmens [19]. Demnach weisen übliche Kostenschätz-Methoden in der Forschung und Entwicklung einen Fehler im Bereich von $\pm 30\%$ auf, was auf die noch ungenaue Datengrundlage in der frühen Projektphase zurückzuführen ist. Die Studie zeigt weiter den Vergleich zwischen einer realen und einer berechneten Kostenstruktur auf. Es ergeben sich Abweichungen zwischen den abgeschätzten und realen Komponentenkosten von bis zu 44%. Demnach sind die abgeschätzten Absolutkosten mit Vorsicht zu deu-



ten. Für den relativen Vergleich zwischen verschiedenen Anlagenalternativen-/Anpassungen sollten bezüglich Kosten jedoch durchaus brauchbare Aussagen möglich sein, weshalb an diesem Ansatz festgehalten wird.

Um die Investitionskosten der Anlage abschätzen zu können, wurden Kostenkorrelationen für die Hauptkomponenten der Anlage aus der Literatur zusammengetragen. Kostenkorrelationen werden oft nach der sog. „*Exponential Scaling Law*“-Methode hergeleitet und stellen somit auch Skalierungsmodelle dar, mit denen ausgehend von einer Referenzanlage die Kosten von alternativen Anlagenkonfigurationen sehr gut abgeschätzt werden können. Da keine realen Daten zu den Kosten der Anlage vorliegen, wurden verschiedene Kostenkorrelationen mit Komponentenpreisen aus Offerten oder Preisangaben aus dem Internet verglichen und so geeignete Korrelationen ausgewählt. Die in dieser Arbeit eingesetzten Kostenkorrelationen wurden aus drei Studien zusammengetragen, die ebenfalls die thermoökonomische Optimierung von ORC Prozessen behandeln. Die Korrelationen sind in Tabelle 4 zusammengefasst und werden im Folgenden erläutert.

$$K_1 = K_0 \cdot \left(\frac{C_1}{C_0} \right)^M$$

K_1 : Kosten Komponente mit Kapazität C_1

K_0 : Kosten Komponente mit Kapazität C_0 (gegeben)

M : Skalierungsexponent (gegeben)

Bei der ORC-Anlage des Biogas-BHKW in Klingnau mit einer Brutto-Leistung von 30 kW sind zwei baugleiche Scroll-Expander in paralleler Anordnung im Betrieb. In der Studie von Quoilin et al. [35] wird eine thermoökonomische Optimierung eines ORCs für die Abwärme-Rückgewinnung im Leistungsbereich von 5 kW präsentiert. Die daraus verwendete Kostenkorrelation für Scroll-Expander basiert auf Kostendaten hermetischer Kompressoren mit gleichem Hubvolumen. Darin werden die Kosten mit einem Korrekturfaktor von 1.5 angepasst, um dem Technologietransfer Rechnung zu tragen. Die Kostenkorrelation für Plattenwärmetauscher wurde ebenfalls dieser Studie entnommen. Beide Korrelationen wurden mit Hilfe von Beispielpreisen verglichen und somit für die Anwendung im vorliegenden Fall evaluiert, siehe [36] und [37].

Obwohl in der oben genannten Studie nicht klar darauf hingewiesen wird, ist auf Grund der Zahlen davon auszugehen, dass die Kostenkorrelation für den Scroll-Expander den Generator nicht einschliesst, weshalb eine zusätzliche Kostenkorrelation für den Generator eingesetzt wurde. Astolfi et al. [26] präsentieren eine techno-ökonomische Optimierung verschiedener ORC-Konfigurationen und unterschiedlichen Arbeitsfluiden für den Einsatz in der Geothermie im Leistungsbereich von 2 – 15 MW und Wärmequellentemperaturen zwischen 120 – 180 °C. Hierzu werden Kostenfunktionen nach der „*Exponential Scaling Law*“-Methode hergeleitet, die auf Erfahrungswerten von Lieferanten (ORC-Anlagen, Turbinen, Pumpen, Generatoren und Wärmeübertragern) basieren. Die Kostenkorrelation für den Generator wurde dieser Studie entnommen. Es werden keine genauen Angaben zu den zulässigen Leistungsbereichen gegeben, der berechnete Preis für die Expander-Generator-Einheit wurde jedoch mit Preisangaben eines Scroll-Kompressoren Anbieters verglichen, siehe [37].

Für die Abschätzung der Kosten des Abgas-Wärmeübertrager wurde eine Korrelation aus [38] gewählt und mit einer in [26] angegebenen Korrelation verglichen. Beide Korrelationen ergeben ähnliche Werte.

Für den luftgekühlten Rückkühler und für die Pumpen wurden Korrelationen ebenfalls aus [38] gewählt. Obwohl die Grössenbereiche sowohl für den Rückkühler als auch für die Zwischenkreis-

Pumpen unterschritten werden, konnten die berechneten Preise mit Preisangaben aus Offerten und Katalogen validiert werden, siehe [39] und [40].

Tabelle 4 Kostenkorrelationen und Skalierungsmodelle

Komponente	Kostenkorrelation	Bereich	Referenz
Scroll-Expander	$1.5 \cdot \left(225 + 170 \cdot \dot{V}_{exp,in} \left[\frac{m^3}{s} \right] \right)$	-	[35]
Generator	$2 \cdot 10^5 \left(\frac{W_{el} [kW]}{5000} \right)^{0.67}$	-	[26]
Pumpe (Arbeitsfluid, Kalt- & Warmwasser Kreislauf)	$1970 \left(\frac{W_{el} [kW]}{1} \right)^{0.35}$	1 – 10 kW	[38]
Plattenwärmetauscher (Verdampfer, Kondensator & Rekuperator)	$190 + 310 \cdot A [m^2]$	-	[35]
Rückkühler (luftgekühlt, inkl. Ventilator, A: Mantelfläche Fluid)	$1.56 \cdot 10^5 \left(\frac{A [m^2]}{200} \right)^{0.89}$	200 – 12000 m ²	[38]
Rohrbündelwärmetauscher (Abgas-Wärmetauscher)	$32800 \cdot \left(\frac{A [m^2]}{80} \right)^{0.68}$	-	[38]

Um Kostenkorrelationen aus verschiedenen Jahren auf das Jahr 2014 (es wurde angenommen dass die Komponenten in diesem Jahr bestellt wurden) zu aktualisieren, können Kostenindizes eingesetzt werden. Ein weitverbreiteter und anerkannter Index ist der *Chemical Engineering Plant Cost Index* CEPCI der laufend in der Zeitschrift *Chemical Engineering* publiziert wird [38]. Der CEPCI für das Jahr 2014 ist 576.1.

$$\frac{Kosten_1}{Kosten_2} = \frac{CEPCI_1}{CEPCI_2}$$

Die für die Herleitung der beiden Kostenkorrelationen aus [35] verwendeten Daten basieren auf Kostendaten für das Jahr 2010 (CEPCI 550.8). Die Kostenkorrelationen aus [38] beruhen auf Kostendaten aus dem Jahr 2000 (CEPCI 391.1). In [26] werden keine Angaben dazu gemacht, weshalb davon ausgegangen wurde, dass die Daten im Erscheinungsjahr des Artikels 2014 gesammelt wurden und müssen somit nicht aktualisiert werden.

Die abgeschätzten Kosten werden nun in Schweizer Franken umgerechnet. Dafür wurden die Wechselkurse für das Jahr 2014 von 1 Euro = 1.23 CHF und 1\$ = 0.89 CHF angenommen.

Mit den berechneten Kosten für die Hauptkomponenten der Anlage können nun die Investitionskosten der Gesamtanlage abgeschätzt werden. Diese wiederum erlauben die Auswirkungen von den Komponentenkosten verschiedener Anlagenvariationen auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage zu analysieren. Die geschätzten Investitionskosten für die 30 kW Anlage in Klingnau werden im nächsten Abschnitt diskutiert.



1.7. Synthetische Kostenstruktur der Klingnau-Anlage

Ausgehend von den thermodynamischen und anlagentechnischen Daten aus Tabelle 1 (Abschnitt 1.2.7) und den Kostenkorrelationen können für die Hauptkomponenten Kosten abgeschätzt werden, was die Erzeugung der synthetischen Kostenstruktur der Referenzanlage ermöglicht.

Die resultierende Kostenstruktur der Klingnau-Anlage gibt die relativen Kostenanteile der Gesamtinvestitionskosten nach Baugruppe an und zeigt somit die grössten Kostentreiber auf, siehe Tabelle 5. Die hier abgeleitete Kostenstruktur wurde mit dem Anlagenbetreiber diskutiert und plausibilisiert. Die Kostenstruktur ermöglicht somit nach dem „Ampelsystem“ die grössten Kostentreiber zu identifizieren. Dazu werden die Kostenanteile der einzelnen Komponenten bezogen auf das ORC-Modul und die Prozessintegration folgendermassen eingefärbt:

- Rot: Kostenanteil ≥ 25 %
- Orange: $10\% \leq \text{Kostenanteil} < 25\%$
- Grün: Kostenanteil $< 10\%$



Tabelle 5: Geschätzte Investitionskosten der ORC Anlage in Klingnau mit „Ampelsystem“ zum Aufzeigen der Kostentreiber

		[CHF]	[%]
ORC-Modul	Scroll-Expander	874	2
	Generator	7'985	15
	Pumpe	3'215	6
	Verdampfer	13'961	26
	Kondensator	15'104	28
	Rekuperator	4'809	9
	Verrohrung ORC	5'439	10
	Steuerung, Fluid, Reservoir etc.	3'000	6
	Total Materialkosten	54'388	100
	Entwicklung & Engineering	30'000	
	Lohnkosten	16'316	
	Marge	30'000	
	Lieferung, Installation	5'000	
	Total ORC-Modul	135'704	
Prozessintegration	Umwälzpumpe Warmwasser	2'238	5
	Umwälzpumpe Kühlwasser	2'031	5
	Rückkühler (Luftgekühlter WÜ)	12'662	30
	Abgas-Wärmeübertrager (Rohrbündel-WÜ)	21'059	50
	Verrohrung	4'221	10
	Total Materialkosten	42'211	100
	Infrastruktur (Stahlbau, Installation, Montageaufwand)	50'000	
	Nebenkosten, Gebühren, Abnahme etc.	7'000	
	Total Prozessintegration	99'211	
Eng. & Com.	Total Engineering & Commissioning	100'000	
Gesamt Anlage	Total (Gesamtinvestition)	334'915	
	Leistung Netto	24.6	
	Spezifische Gesamtinvestition	13'635	



Die Abbildung 34 zeigt die Kostenanteile der Komponenten bezogen auf die ORC-Modulkosten. In Abbildung 35 sind die Kostenanteile für das ORC-Modul inklusive der Komponenten für die Prozessintegration (Zwischenkreislauf mit Pumpen, Abgas-Wärmeübertrager, Rückkühler etc.) dargestellt.

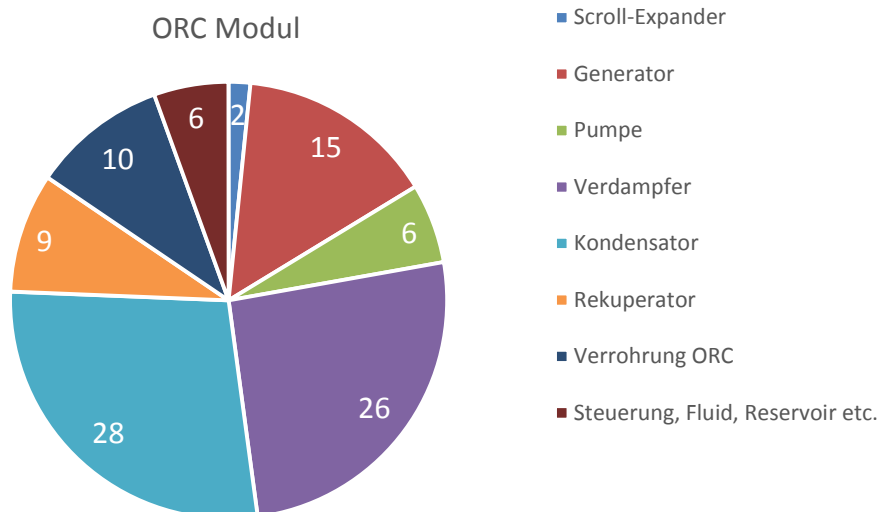


Abbildung 34 Abgeschätzte Kostenstruktur für das ORC-Modul in Klingnau

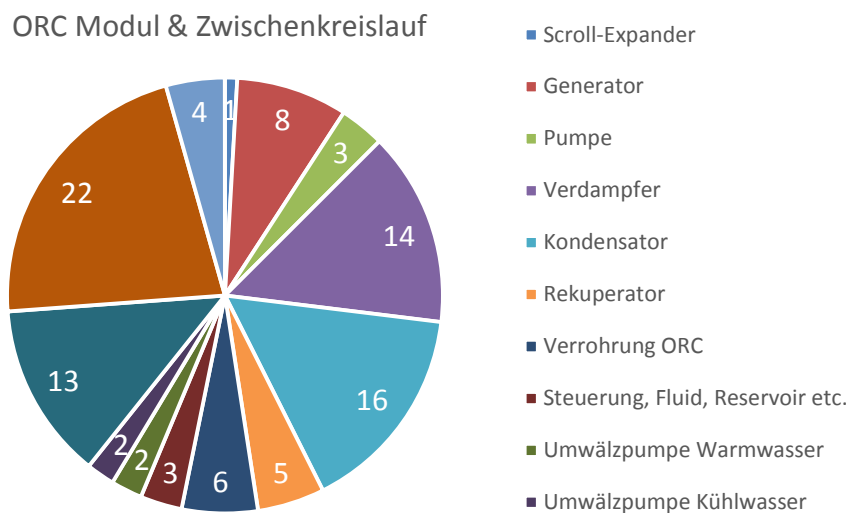


Abbildung 35 Abgeschätzte Kostenstruktur für das ORC-Modul inklusive Prozessintegration für die Klingnau-Anlage

Die Gesamtheit der Wärmeübertrager bildet den grössten Kostentreiber dar. Während beim Betrachten des ORC Moduls alleine, der Kondensator zusammen mit dem Verdampfer 54% und die Expander-Generator-Einheit 17% der Kosten ausmachen, ist beim Betrachten der gesamten Anlage der Anteil der Expander-Generator-Einheit mit 9% eher nicht als gewichtiger Kostentreiber einzustufen. Hier sind der Abgas-Wärmeübertrager mit 22%, gefolgt vom Kondensator mit 16%, dem Verdampfer

mit 14% und der Rückkühler mit 13% die gewichtigsten Kostentreiber. Die Komponentenkosten der Wärmetauscher des ORC machen 10% der Gesamtinvestitionskosten aus und die Komponentenkosten der Prozessintegration-Wärmetauscher (Abgas-Wärmetauscher und Rückkühler) ebenfalls 10%. Die hier abgeleitete Kostenstruktur passt gut mit den Kostenstrukturen aus der Literatur überein, siehe Tabelle 3.

Da die Kostenkorrelationen Skalierungseigenschaften aufweisen, können damit Anlagenvariationen hinsichtlich der Kosten untersucht werden. Nachfolgend wird dies für die Klingnau-Anlage im Rahmen einer thermoökonomischen Betrachtung exemplarisch durchgeführt.

Thermoökonomische Bewertung (AP 3)

Viele technische und thermodynamische Probleme verzögern die Inbetriebnahme der Untervaz-Anlage, siehe Betriebserfahrungen in Kapitel Verifizierung Betriebsverhalten. Bis jetzt werden die Erwartungen klar nicht erfüllt und aus heutiger Sicht ist noch nicht klar, ob die Anlage die spezifizierte Nettoleistung je erreichen wird. Damit verbunden ist die Wirtschaftlichkeit der Anlage grundsätzlich in Frage gestellt. Unter diesen Randbedingungen scheint es zum jetzigen Zeitpunkt wenig sinnvoll, einen thermoökonomischen Vergleich zwischen der bestehenden Referenzanlage und einer alternativen Anlagenkonfiguration anzustellen. In Abschnitt 1.3.6 wurden mögliche Optimierungspotenziale aufgezeigt und deren Ertragsteigerung monetär abgeschätzt. Die folgende thermoökonomische Betrachtung beschränkt sich daher auf die Klingnau-Anlage.

Ausgehend von den physikalisch-basierten Simulationsergebnissen wurde die thermodynamische und anlagentechnische Bewertung für die Klingnau-Anlage und möglicher Anlagen-Alternativen bereits in Abschnitt 1.2.8 behandelt. Diese wird an dieser Stelle um eine ökonomische Bewertung ergänzt. In der Tabelle 6 sind die mit Hilfe der Kostenkorrelationen abgeschätzten Investitionskosten für eine Anlage mit einem 15 kW-Modul und dem bestehenden 30 kW-Modul gegenübergestellt. Bei der Variante mit dem Dual Expander Concept werden vereinfachend die gleichen Kosten wie beim 30 kW-Modul angenommen.



Tabelle 6 Abschätzung der Investitionskosten für eine Anlagenkonfiguration mit einem 15- bzw. 30-kW-ORC-Modul

			Konfiguration 15 kW-Modul			Konfiguration 30 kW-Modul			
			[CHF]		[%]	[CHF]		[%]	
Investitionskosten	ORC-Modul	Scroll-Expander	Vswept [m3]	0.00018	437	1	0.0003784	874	2
			n [Hz]	50.00			50.00		
		Generator	P [W] brutto	15400	5'108	15	30000	7'985	15
		Pumpe	P [W]	1530	2'997	9	1870	3'215	6
		Verdampfer	A [m2]	16	6'335	19	36	13'961	26
		Kondensator	A [m2]	25	9'766	29	39	15'104	28
		Rekuperator	A [m2]	6	2'522	8	12	4'809	9
		Verrohrung ORC			3'352	10		5'439	10
		Steuerung, Fluid, Reservoir etc.			3'000	9		3'000	6
		Total Materialkosten			33'516	100		54'388	100
		Entwicklung & Engineering			30'000			30'000	
		Lohnkosten			10'055			16'316	
		Marge			30'000			30'000	
		Lieferung, Installation			5'000			5'000	
		Total ORC-Modul			108'571			135'704	
	Prozessintegration	Umwälzpumpe Warmwasser	P [W]	560	2'108	7	664	2'238	5
		Umwälzpumpe Kühlwasser	P [W]	120	1'230	4	503	2'031	5
		Rückkühler	A [m2]	4.39	6'833	23	8.78	12'662	30
		Luftgekühlter WÜ	P [W] Ventilator	1232			2400		
		Abgas-Wärmeübertrager (Rohrbündel-WÜ)	A [m2]	19	16'178	55	28	21'059	50
		Verrohrung			2'928	10		4'221	10
		Total Materialkosten			29'276	100		42'211	100
		Infrastruktur (Stahlbau, Installation, etc.)			50'000			50'000	
		Nebenkosten, Gebühren, Abnahme etc.			7'000			7'000	
	Total Prozessintegration	CHF		86'276			99'211		
	Eng. & Com.								
		Total Eng. & Com.	CHF		100'000			100'000	
	Gesamt Anlage	Total (Gesamtinvestition)			294'848			334'915	
		Leistung Netto	kW		12.0			24.6	
Spezifische Gesamtinvestition		CHF/kW		24'657			13'635		

Basierend auf der obigen Abschätzung der Investitionskosten, den mittleren Leistungen und weiteren Annahmen gemäss Tabelle 7 werden gängige ökonomische Kennzahlen berechnet und so die Varianten bewertet.

Tabelle 7 Annahmen für die ökonomische Bewertung der Klingnau-Anlage

Jährliche Betriebsstunden	h/a	8'000
Strompreis	CHF/kWh	0.20
Kalkulationszinssatz	%	4.0
Laufzeit/Nutzungsdauer	a	20.0
Anteil sonstige Betriebsmittel	% von Invest. / a	0.3
Personalstundensatz	CHF/h	80
Arbeitsstunden pro Jahr	h/a	100
Anteil Instandhaltungskosten	% von Invest. / a	1.1
Anteil Versicherung, Verwaltung	% von Invest. / a	0.5

Die Tabelle 8 zeigt die abgeschätzten ökonomischen Kennzahlen. Eine detailliertere Auflistung ist in Anhang C zu finden. Die erste Spalte entspricht der bestehenden Anlage unter der Annahme, dass das ORC-System während den jährlichen Betriebsstunden von 8000 Stunden voll ausgelastet ist (Auslegungsfall). Es ergeben sich Stromgestehungskosten um die 20 Rp./kWh bzw. 0.18 EUR/kWh (Umrechnungsfaktor 1.1). Als Vergleich zeigt die Abbildung 36 Ergebnisse einer Studie vom Fraunhofer Institut über Stromgestehungskosten in Deutschland [34]. Der Wert 0.18 EUR/kWh scheint für Biogas-Anwendungen plausibel. Die dynamische Amortisationszeit von 19.4 Jahren ist sehr lang und der interne Zinssatz mit 4.2 % eher bescheiden. Die wirtschaftliche Attraktivität ist damit kaum gegeben. Andererseits ist zu berücksichtigen, dass es sich bei dieser Anlage um die erste ihrer Art in der Schweiz handelt. Damit fallen die Kosten für Projektentwicklung, Engineering etc. verhältnismässig hoch aus. Lässt sich das Anlagenlayout auf weitere sehr ähnliche Biogas-BHKWs applizieren, ist mit entsprechenden Kostenreduktionen und besserer Wirtschaftlichkeit zu rechnen.

Tabelle 8 Ergebnisse der ökonomischen Bewertung verschiedener Anlagen-Konfigurationen

			30 kWel - Modul Volllast	30 kWel - Modul	15 kWel - Modul	Dual Expander Concept
Jährliche Erträge & Aufwendungen	Mittlere elektrische Nettoleistung	kW	24.6	10.1	11.2	12.3
	Ertrag Stromverkauf	CHF/a	39'497	16'273	18'010	19'778
	Kapitalgebundene Kosten (Annuität)	CHF/a	24'644	24'644	21'695	24'644
	Verbrauchsgebundene Kosten	CHF/a	1'005	1'005	885	1'005
	Betriebsgebundene Kosten	CHF/a	11'684	11'684	11'243	11'684
	Sonstige Kosten	CHF/a	1'675	1'675	1'474	1'675
	Gesamtkosten pro Jahr	CHF/a	39'007	39'007	35'298	39'007
	Ertrag Total pro Jahr	CHF/a	490	-22'734	-17'288	-19'229
	Ertrag Tot. pro Jahr exkl. Kapitalgeb. Kosten	CHF/a	25'134	1'910	4'407	5'415
Ökonomische Bewertung	Spez. Stromgestehungskosten (Gesamtanl.)	CHF/kWh	0.20	0.48	0.39	0.40
	Statische Amortisationszeit	a	13.3	175.4	66.9	61.8
	Dynamische Amortisationszeit	a	19.4	-	-	-
	Annuität	CHF/a	24'644	24'644	21'695	24'644
	Kapitalwert (NPV)	CHF	6'663	-308'964	-234'948	-261'324
	Interner Zinssatz (IIR)	%	4.22	-13.52	-8.39	-7.01

Berücksichtigt man den effektiven Anlagenbetrieb, fällt die mittlere Nettoleistung aufgrund der ORC-Abschaltungen und des häufigen Motorenteillastbetriebs gegenüber dem Auslegungsfall bedeutend ab. Für den betrachteten Zeitraum ergibt sich für die 30kW-Konfiguration eine mittlere Leistung von 10.1 kWel anstatt 24.6 kWel, siehe zweite Spalte. Bei einem solchen Betrieb entstehen jährliche Verluste. Mit einer 15kW-Konfiguration würde sich die mittlere Nettoleistung gegenüber dem aktuellen Betrieb um rund 11 % verbessern. Die Kostenstruktur setzt sich jedoch zu einem erheblichen Teil aus Kosten zusammen, die von der Grösse der Anlage unabhängig sind, siehe Tabelle 6. D. h. die Gesamtinvestitionskosten ändern sich gegenüber der 30kW-Konfiguration kaum, die fahrbare maximale Nettoleistung wird jedoch halbiert. Diese Variante lässt sich daher ebenfalls nicht wirtschaftlich betreiben. Gleiches gilt für das Dual Expander Concept.

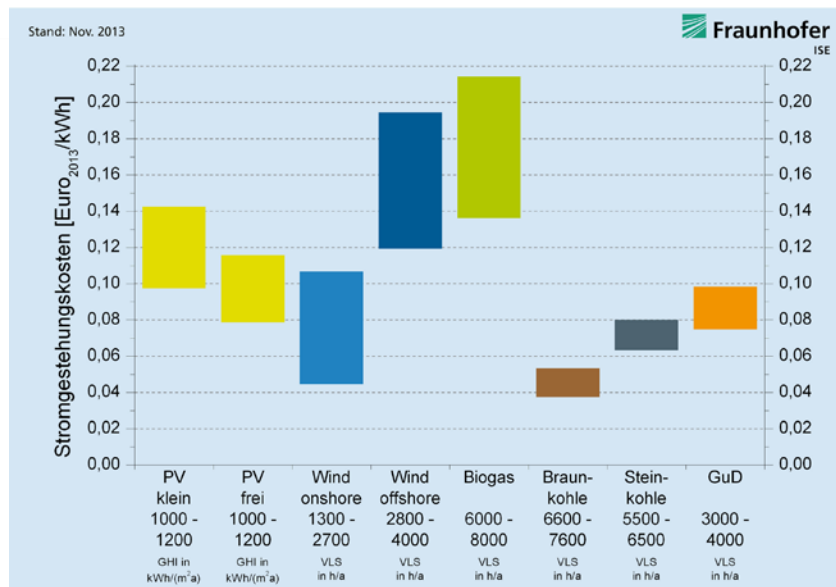


Abbildung 36 Stromgestehungskosten für erneuerbare Energien und konventionelle Kraftwerke an Standorten in Deutschland im Jahr 2013 [34]

Fazit

Mit einer 30kW-Konfiguration müsste der Betrieb an der Grenze zur Wirtschaftlichkeit möglich sein. Der Erfolg ist jedoch massgeblich von einer hohen Auslastung des Biogasmotors und damit verbunden des ORC-Systems abhängig. Um dies zu gewährleisten, ist die Zuführung von geeignetem Gärmaterial essentiell. Möglicherweise bestehen hier bei der Klingnau-Anlage noch Verbesserungspotenziale.

Obwohl aus technischer und betrieblicher Sicht eine kleinere ORC-Anlage (15kW-Konfiguration) vorteilhafter erscheint, ist wegen den höheren spezifischen Investitionskosten (die Kosten skalieren nicht mit der Leistung) die Wirtschaftlichkeit kaum gegeben.

Schlussfolgerungen

Es wurden die ORC-Referenzanlagen beim Biogas-BHKW Klingnau und dem Zementwerk Intervaz mit Hilfe physikalisch-basierter Rechenmodellen abgebildet. Dazu hat sich Modelica als Modellierungssprache unter anderem wegen der grossen Flexibilität und der Existenz mehrerer öffentlich zugänglicher Modellbibliotheken wie ThermoCycle, ExternalMedia oder StateGraph2 bestens bewährt. Trotz eingeschränkter Datengrundlage konnte das grundsätzliche Anlagenverhalten beider Anwendungen erfolgreich reproduziert werden.

Für die Klingnau-Anlage wurde wegen fehlender Herstellerangaben ein eigenes Regelkonzept implementiert. Selbst aus numerischer Sicht anspruchsvolle An- und Abschalvorgängen lassen sich damit simulieren. Die An- und Abschalvorgänge werden automatisch aufgrund gewisser Kriterien ausgelöst. Wie die Simulation über einen längeren Zeitraum zeigt, entsprechen die selbst evaluierten Kriterien leider nicht ganz der Realität. Wären hierzu verlässliche Herstellerangaben verfügbar, könnte das Reglermodell in der Simulationsumgebung relativ einfach angepasst werden. Das bestehende Modell liefert wichtige Angaben zu den Komponentengrössen (Wärmeübertragerflächen, Expander-

/Pumpenleistung etc.). Diese anlagentechnischen Grössen bilden die Grundlage für eine thermoökonomische Beurteilung. Aufgrund vieler teillastbedingter Abschaltungen scheint aus technischer und betrieblicher Sicht eine kleinere ORC-Anlage (15kW-Konfiguration gegenüber 30kW-Konfiguration) vorteilhafter. Da jedoch bei einer kleineren Konfiguration die spezifischen Investitionskosten steigen, wird die Wirtschaftlichkeit kaum erreicht. Mit der bestehenden 30kW-Konfiguration müsste der Betrieb an der Grenze zur Wirtschaftlichkeit möglich sein. Der Erfolg ist jedoch massgeblich von einer hohen Auslastung des Biogasmotors und des ORC-Systems abhängig. Um dies zu gewährleisten, ist die Zuführung von geeignetem Gärmaterial essentiell.

Bei der thermodynamischen Abbildung der Untervaz-Anlage spielt das Turbinenverhalten eine entscheidende Rolle. Basierend auf Messdaten konnte die Turbinencharakteristik auf ein einfaches auf die Literatur abgestütztes Modell reduziert werden. Das abgeleitete Turbinenmodell reproduziert die Messwerte sehr gut. Auch das übergeordnete Modell des ORC-Moduls zeigt ein realistisches Verhalten. Durch eine tiefergehende Analyse mit diesem Modell konnte das Verständnis über das Anlagenverhalten erweitert werden. Beispielsweise lässt sich erkennen, dass bei erhöhten Umgebungstemperaturen möglicherweise der Luftkondensator die Restwärme nicht ausreichend abführen kann, was unter anderem den Kondensations- bzw. Turbinenaustrittsdruck erhöht. Da der verstellbare Leitapparat der Turbine eine bestimmte Mindestöffnung nicht unterschreitet, weicht das Turbinendruckverhältnis vom Nennwert ab. Dies führt zu Wirkungsgradeinbussen. Weiter fällt bei der Analyse des Systems auf, dass die Überhitzung am Turbineneintritt sehr hoch geregelt wird. Eine Parametervariation von verschiedenen Reglerstellwerteinstellungen zeigt hier ein erhebliches Potenzial für Leistungssteigerungen auf.

Insgesamt helfen die entwickelten Anlagenmodelle ein vertieftes Verständnis über das Betriebsverhalten aufzubauen. Dies ist essentiell, um gezielte Verbesserungsmaßnahmen ableiten zu können. Für bestehende Anlagen lässt sich damit der Betrieb optimieren. Für zukünftige Anwendungen können entsprechende Anlagenmodelle bereits in der Planungsphase entwickelt und so relativ einfach verschiedene Konzeptvariationen untersucht und verbessert werden. Weiter lassen sich die Modelle für die Entwicklung und das Testen von Regelkonzepten sowie das Pre-Tuning von Regelparametern verwenden. Zusammen mit einem erhöhten Verständnis über das zu erwartende Betriebsverhalten wird dadurch die Inbetriebnahme beschleunigt. Darüber hinaus können entsprechende, kalibrierte Anlagenmodelle zu Monitoringzwecken verwendet werden. Abweichungen vom Sollbetrieb können so schnell erkannt und entsprechende Massnahmen eingeleitet werden (z.B. Reinigung von Wärmeübertrager). Damit wird der Stromertrag hoch gehalten und die Wirtschaftlichkeit verbessert. Dies entsprechend der übergeordneten Zielsetzung die Abwärmeverstromung mittels ORC wirtschaftlich attraktiver werden zu lassen.



Referenzen

- [1] F. Casella, T. Mathijssen, P. Colonna, J. van Buijtenen: Dynamic Modeling of Organic Rankine Cycle Power Systems, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, April 2013, Vol. 135, 042310-1.
- [2] U.C. Müller: ORC-Anlagen zur industriellen Abwärmenutzung in der Schweiz, Jahrestagung des ORC-Fachverbandes e.V., 9. September 2013, Wismar.
- [3] A. Rettig, U.C. Müller: Modeling Platform for ORC-Processes based on Modelica, ASME ORC 2013, 2nd International Seminar on ORC Power Systems, 7.-8. October 2013, Rotterdam.
- [4] A. Rettig, U. C. Müller: Dynamische Simulationsumgebung für ORC-Prozesse, Tagung Dezentrale Abwärmenutzung, 6. November 2014, München
- [5] A. Rettig, U. C. Müller: Dynamische Simulationsumgebung für ORC-Prozesse, Schweizer ORC-Symposium 2014, 21. November 2014, Horw
- [6] T. Bürki: Nutzung industrieller Abwärme mit ORC-Anlagen – Chance und Herausforderung, Schweizer ORC-Symposium 2014, 21. November 2014, Horw
- [7] M. Trenkler: Projektabwicklung zur Verstromung von Biogas-Abwärme, Schweizer ORC-Symposium 2014, 21. November 2014, Horw
- [8] S. Quoilin, A. Desideri, I. Bell, J. Wronski, V. Lemort: Robust and Computationally Efficient Dynamic Simulation of ORC Systems: The ThermoCycle Modelica Library, ASME ORC 2013, 2nd International Seminar on ORC Power Systems, 7.-8. October 2013, Rotterdam
- [9] M. Otter, M. Malmheden, H. Elmqvist, S.E. Mattsson, C. Johnsson: A New Formalism for Modeling of Reactive and Hybrid Systems. In *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*, 2009, Como, Italy, pages 364–377.
- [10] F. Casella, F. Pretolani: Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: A Simulation Study with Modelica. In *Proceedings of the 5th International Modelica Conference*, 2006, Vienna, Austria, pages 3–10.
- [11] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, V. Lemor: Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (organic rankine cycle) system with R245fa as working fluid, 2013, *Energy*, 55(0):173 – 183.
- [12] H. Sigloch: *Technische Fluidmechanik*, 9. Auflage, 2014, Springer Vieweg
- [13] Atlas Copco Prospekt: Atlas Copco Gas and Process Solutions – Driving Expander Technology, Website besucht am 6.12.2015: http://www.atlascopco.us/Images/Driving%20Expander%20Technology_tcm795-1714400.pdf
- [14] W. Ley, K. Wittmann, W. Hallmann: *Handbook of Space Technology*, 2009, John Wiley & Sons
- [15] S. Bernasconi, C. Harder, M. Kahi, A. Kopp, J. Schlienger, M. Seiler, M., Value Paper: Field experience with variable turbine geometry on ABB turbochargers, Website besucht am 6.12.2015: http://marengine.com/ufiles/ABB_turbine_field_experience.pdf
- [16] D. Carmichael: The Aerodynamic Design of Axial-Flow and Radial-Inflow Turbines, Website besucht am 6.12.2015: http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/jmtizon/turbomaquinas/SAWYERS_Cap4_Turbinas.pdf
- [17] M.M. Schlagenhauser: Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme eines High Performance Light Water Reactors, Karlsruhe Institute of Technology, *Scientific Reports* 7582, 2011
- [18] A. Rettig, U. C. Müller: Performance Prediction Tool for ORC Applications, ASME ORC 2015, 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. October 2015, Brussels
- [19] S. Lemmens: A perspective on costs and cost estimation techniques for organic rankine cycle systems, ASME ORC 2015, 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. October 2015, Brussels
- [20] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, V. Lemort, G. Papadakis: Economic feasibility study of a small scale organic rankine cycle system in water heat recovery application, ASME ESDA, 2010
- [21] M. Gebhardt, H. Kohl, Th. Steinrötter: *Preisatlas, Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung*, Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V., Duisburg, 2002
- [22] E. Baatz, G. Heidt: First waste heat power generating plant using the Organic Rankine Cycle process for utilizing residual clinker cooler exhaust air, *ZKG International*, vol. 53, No 8, p. 425-436, 2000
- [23] I. Obernberger, A. Hammerschmid, A. Bini: Biomasse – Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses – EU Thermie Projekt Admont (A), VDI-Gesellschaft Energietechnik (Hrsg.), *Thermische Nutzung von fester Biomasse*, Tagung Salzburg, 16. - 17. Mai 2001, VDI-Verlag Düsseldorf, 2001
- [24] U. Herzog, Holcim Technology Ltd: Technical and economical experiences with large ORC systems using industrial waste heat streams of cement plants, Schweizer ORC-Symposium 2015, 6. November 2015, Horw



- [25] L. Guillaume, V. Lemort, A. Perosino, F. Bettoja, T. Reiche, T. Wagner: NoWaste: waste heat re-use for greener truck (Poster), Université de Liège, Centro Ricerche Fiat S.C.p.A., Volvo Group Trucks Technology, AVL LIST GMBH, ASME ORC 2015, 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. October 2015, Brussels
- [26] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, E. Machi: Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization, 2014
- [27] M. Astolfi: Techno-economic optimization of low temperature CSP systems based on ORC with screw expanders, Elsevier, 2015
- [28] M. Preissinger: Thermoökonomische Bewertung des Organic Rankine Cycles bei der Stromerzeugung aus industrieller Abwärme, Dissertation 2014, Universität Bayreuth
- [29] A. Rettig, U. C. Müller: Weiterentwicklungen der Dynamische Simulationsumgebung, Schweizer ORC-Symposium 2015, 6. November 2015, Horw
- [30] L. Hug, T. Helbling: Protokoll Workshop Abwärmeinventar „Industrielle Prozesse“, 24. September 2015, Olten
- [31] E. Yun, D. Kim, S. Y. Yoon, K. C. Kim: Experimental Study on parallel Expander Organic Rankine Cycle with two different Capacity Expanders, Pusan National University, Korea, ASME ORC 2015, 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. October 2015, Brussels
- [32] C. Vetter: Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb, Dissertation 2014, Karlsruher Institut für Technologie
- [33] Email von Urs Herzog von LafargeHolcim vom 18. 02. 2016
- [34] C. Kost, J.N. Mayer, J. Thomen, N. Hartmann, C. Senkpiel, S. Philipps, S. Nold, S. Lude, T. Schlegel: Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien, Studie Version November 2013, Fraunhofer Institut
- [35] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, V. Lemort: Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, Applied Thermal Engineering 31, 2011
- [36] Website besucht 2016-02-11: http://www.edelstahl-waermetauscher.de/Plattenwaermetauscher_shop_de.htm
- [37] Website besucht 2016-02-11: http://www.emersonclimate.com/en-us/products/compressors/scroll_compressors/pages/scroll_compressors.aspx
- [38] R. Smith: Chemical process design and integration, New York: Wiley, 2005
- [39] Website besucht 2016-02-11: <https://www.ksb.com>
- [40] Website besucht 2016-02-11: <http://www.lennntech.com/grundfos/CRN05/96513505/CRN-5-24-A-P-G-V-HQQV.html>
- [41] Website besucht 2016-02-11: <http://www.quentner.de/>
- [42] Offertanfrage bei Eneftech für ein Enefcogen Modul 15kW vom 7. 11. 2011, Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaften



Anhang

A Detaillierte Simulationsergebnisse für die Untervaz-Anlage

Das genaue Regelkonzept der ORC-Anlage. Für die weiteren Untersuchungen werden bezüglich Regelung folgende Annahmen getroffen:

- Die Ventilatorendrehzahl des Luftkondensators regelt einen vorgegebenen Kondensationsdruck. Die Drehzahl ist jedoch nach oben begrenzt.
- Die VTG-Position wird genutzt, um das Turbinen-Nenndruckverhältnis zu halten. Dabei ist die untere VTG-Öffnung auf rund 28 % limitiert (siehe auch Abbildung 24 rechts).
- Mit der Speisepumpe lassen sich verschiedene Prozessparameter regeln. Am naheliegendsten scheint die Regelung der Turbineneintrittstemperatur oder der Überhitzung. Möglicherweise bleibt die Pumpendrehzahl im Normalbetrieb auch konstant.

Bezüglich der Pumpenregelung wurden alle drei Varianten simuliert. Die Vergleiche zwischen den Messwerten und den Simulationsergebnissen sind in der Abbildung 37 bis Abbildung 39 dargestellt. Die Überhitzungs-Regelung ergibt die beste Übereinstimmung mit den Messwerten.

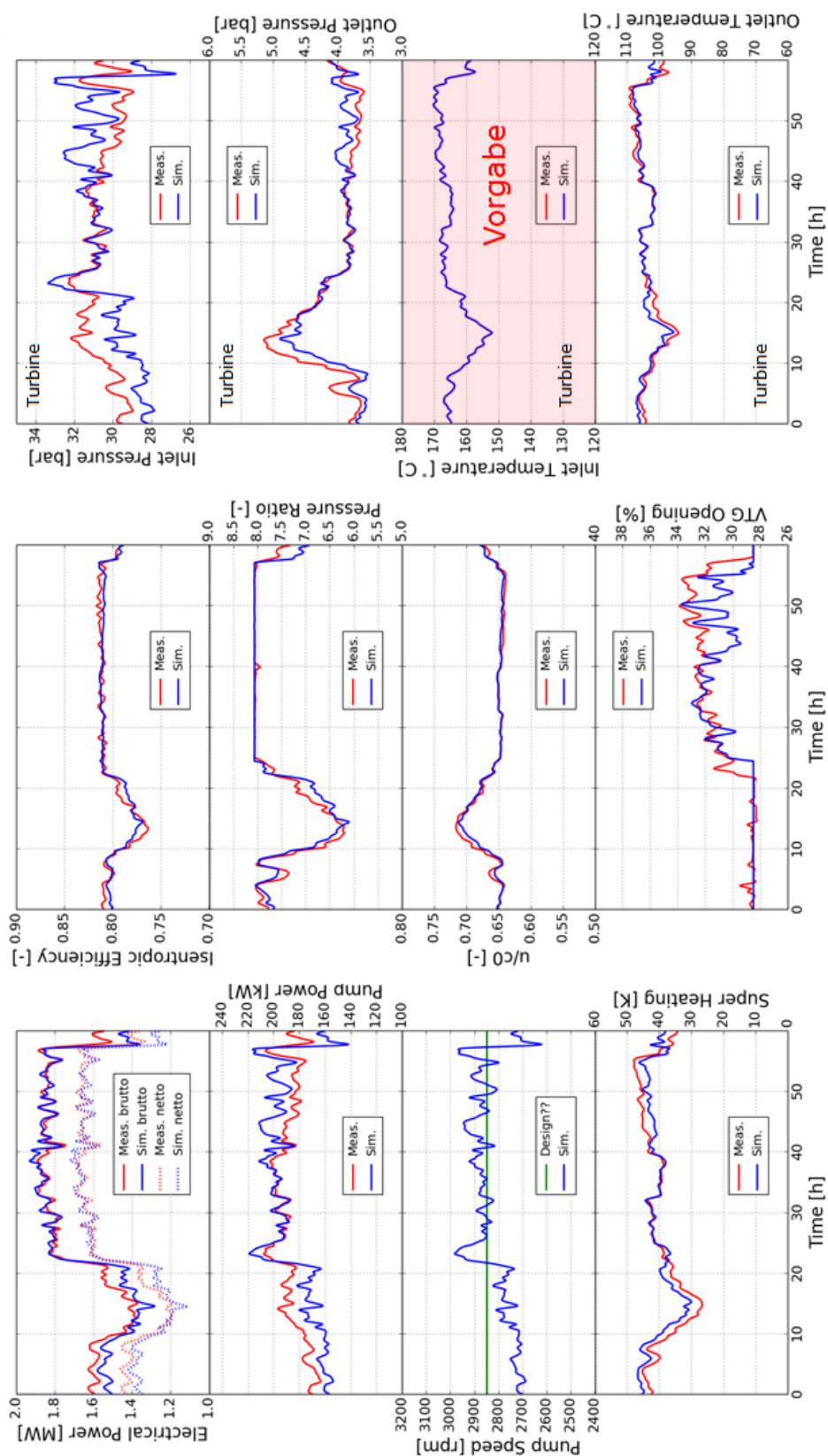


Abbildung 37 Pumpe regelt die Turbineneintrittstemperatur

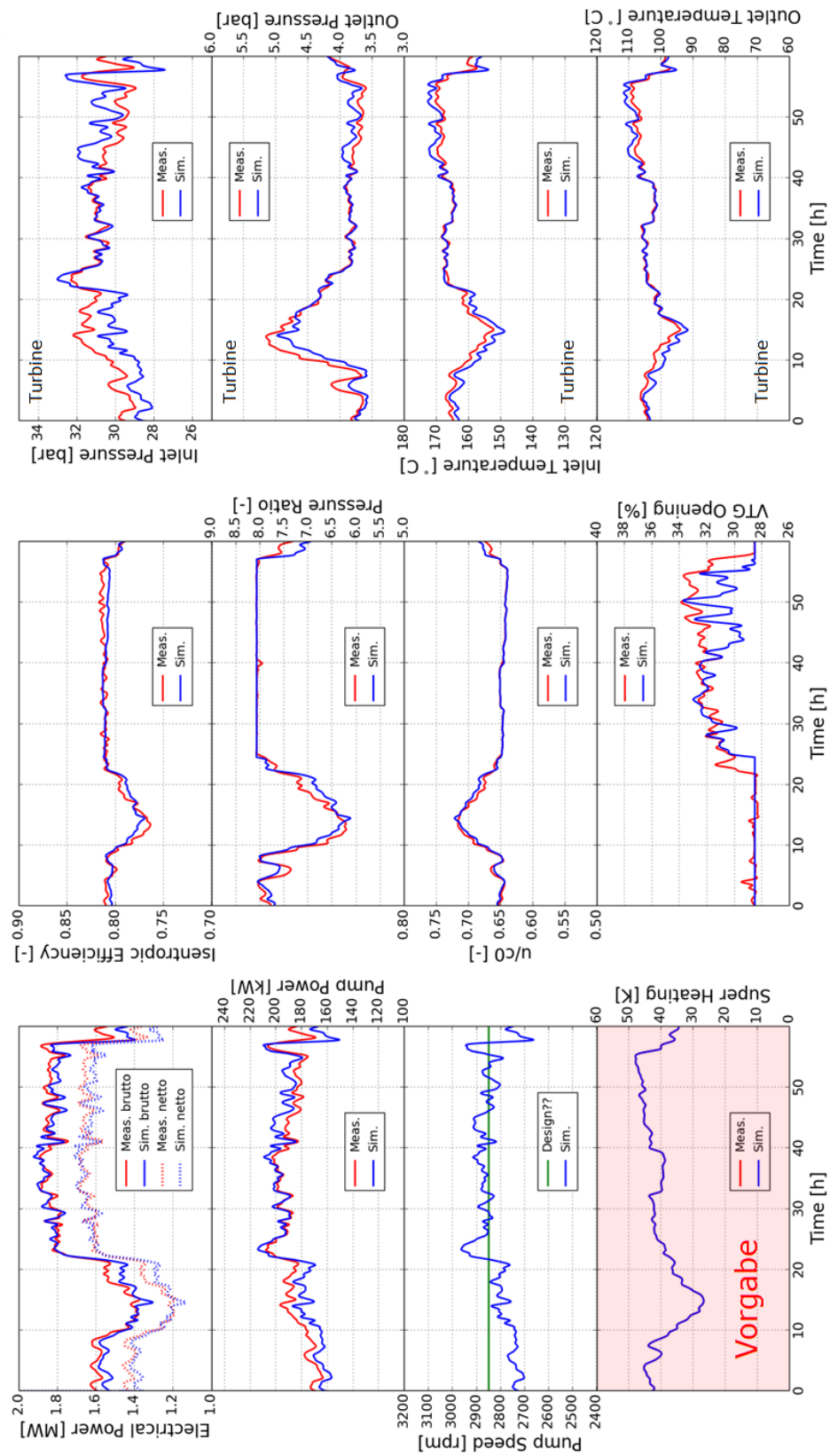


Abbildung 38 Pumpe regelt Überhitzung am Turbineneintritt

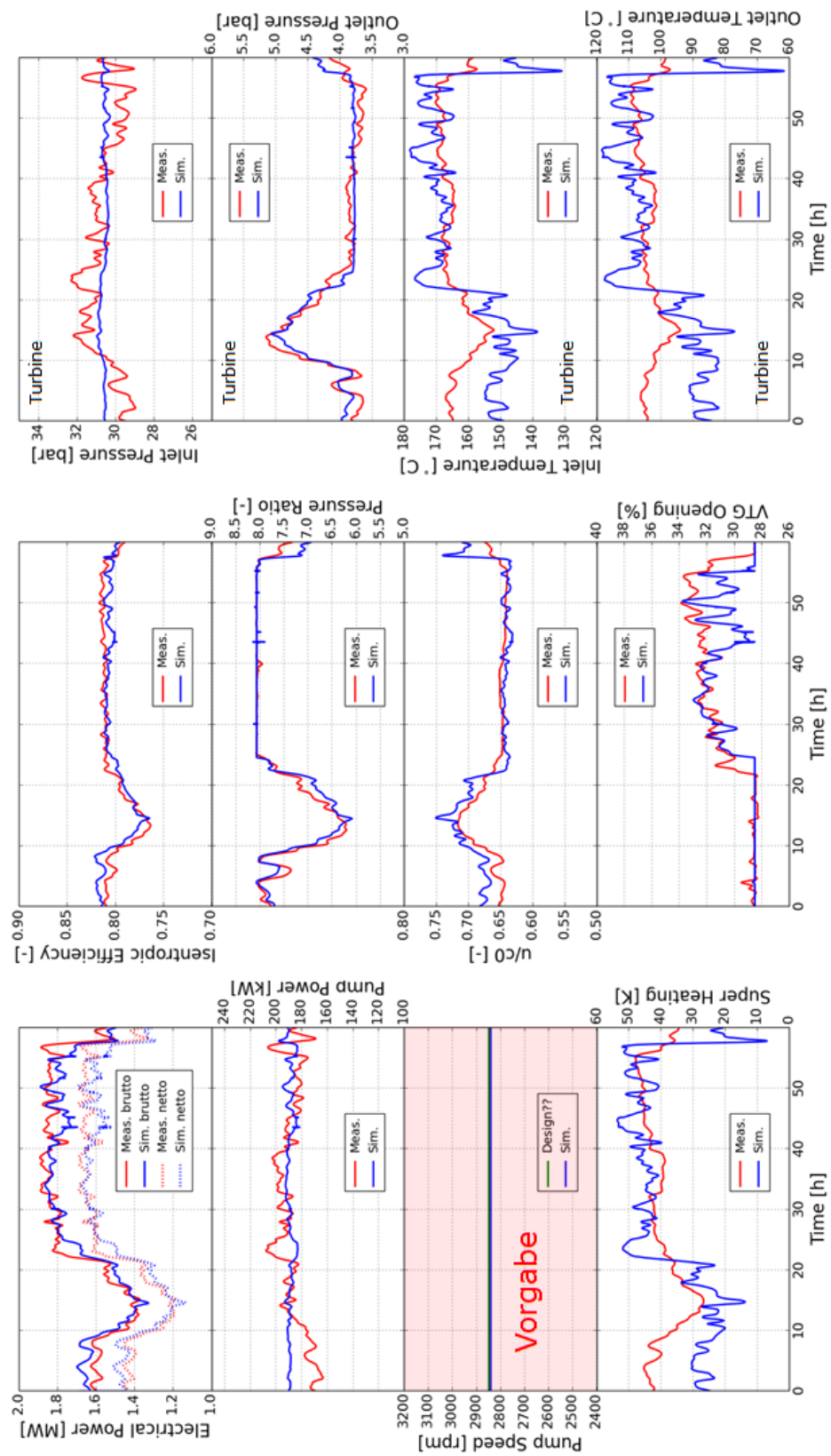


Abbildung 39 Pumpendrehzahl wird als konstant angenommen



B Simulationsergebnisse Parametervariation Untervaz

	Ref.	Variation Superheating								Variation pIT				Variation Fan Speed			
		40	35	25	20	15	10			20	20	20	20	20	20	20	20
Superheating	var.																
Pressure Ratio setPoint	8.06	8.06	8.06	8.06	8.06	8.06	8.06			8.06	7.60	7.40	7.30	8.06	8.06	8.06	8.06
Max. Fan Speed	900	900	900	900	900	900	900			900	900	900	900	900	1000	1100	1200
Work gross	101.0	101.5	103.6	107.4	108.7	109.6	109.9			108.7	108.0	107.8	107.5	108.7	111.0	112.9	114.3
Work Dev. gross	%	0.5	2.6	6.3	7.6	8.5	8.7			7.6	6.9	6.6	6.4	7.6	9.9	11.7	13.2
Work net	89.9	90.3	91.9	94.4	95.0	95.1	94.5			95.0	94.5	94.4	94.2	95.0	97.5	99.4	101.0
Work Dev. net	%	0.5	2.2	4.9	5.7	5.8	5.1			5.7	5.1	4.9	4.7	5.7	8.4	10.6	12.3
Power mean gross	MW	1.684	1.692	1.727	1.79	1.812	1.827	1.831		1.812	1.8	1.796	1.792	1.788	1.812	1.851	1.906
Power mean net	MW	1.499	1.505	1.531	1.573	1.583	1.575	1.575		1.583	1.575	1.573	1.57	1.567	1.583	1.625	1.683
Power pump mean	MW	0.185	0.186	0.196	0.217	0.228	0.241	0.257		0.228	0.224	0.223	0.222	0.221	0.228	0.226	0.222
Pressure max	bar	33.0	32.7	33.5	35.0	35.7	36.5	37.9		35.7	35.3	35.0	34.7	34.4	35.7	35.5	34.5
Is. Effic. mean		0.803	0.804	0.807	0.813	0.815	0.816	0.814		0.815	0.807	0.805	0.803	0.801	0.815	0.818	0.821
u/c0 mean		0.658	0.658	0.666	0.683	0.694	0.708	0.725		0.694	0.700	0.702	0.704	0.705	0.694	0.692	0.689
Massflow mean	kg/s	23.4	23.6	24.5	26.5	27.6	28.8	30.5		27.6	28.2	28.4	28.5	28.7	27.6	27.9	28.4
Strompreis	CHF/kWh	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1		0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Vollastbetrieb	h	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500		7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500
Ertragsdifferenz	kCHF	0.0	4.5	24.0	55.5	63.0	65.3	57.0		63.0	57.0	55.5	53.3	51.0	63.0	94.5	118.5



C Ökonomische Bewertung der Klingnau-Anlage

			30 kWel- Modul Vollast	30 kWel- Modul	15 kWel- Modul	Dual Expander Concept
Jährliche Erträge & Aufwendungen	Mittl. El. Nettoleistung (dyn. Modell)	kW	24.6	10.1	11.2	12.3
	Jährliche Betriebsstunden	h/a	8'000	8'000	8'000	8'000
	Jährliche Stromproduktion	kWh/a	196'504	80'960	89'600	98'400
	Strompreis	CHF/kWh	0.20	0.20	0.20	0.20
	Ertrag Stromverkauf	CHF/a	39'497	16'273	18'010	19'778
	Kalkulationszinssatz	%	4.00	4.00	4.00	4.00
	Laufzeit/Nutzungsdauer	a	20	20	20	20
	Annuitätsfaktor	%	7.36	7.36	7.36	7.36
	Kapitalgebundene Kosten (Annuität)	CHF/a	24'644	24'644	21'695	24'644
	Brennstoffkosten	CHF/a	0.00	0.00	0.00	0.00
	Anteil sonstige Betriebsmittel	% von I / a	0.30	0.30	0.30	0.30
	sonstige Betriebsmittel	CHF/a	1'005	1'005	885	1'005
	Verbrauchsgebundene Kosten	CHF/a	1'005	1'005	885	1'005
	Personalstundensatz	CHF/h	80	80	80	80
	Arbeitsstunden pro Jahr	h/a	100	100	100	100
	Personalkosten	CHF/a	8'000	8'000	8'000	8'000
	Anteil Instandhaltungskosten	% von I / a	1.10	1.10	1.10	1.10
	Instandhaltungskosten	CHF/a	3'684	3'684	3'243	3'684
	Betriebsgebundene Kosten	CHF/a	11'684	11'684	11'243	11'684
	Anteil Versicherung, Verwaltung	% von I / a	0.50	0.50	0.50	0.50
Ökonomische Bewertung	Versicherung-, Verwaltungskosten	CHF/a	1'675	1'675	1'474	1'675
	Sonstige Kosten	CHF/a	1'675	1'675	1'474	1'675
	Gesamtkosten pro Jahr	CHF/a	39'007	39'007	35'298	39'007
	Ertrag Total pro Jahr	CHF/a	490	-22'734	-17'288	-19'229
	Ertrag Total pro Jahr exkl Kapitalgeb. Kosten	CHF/a	25'134	1'910	4'407	5'415
	Spez. Stromgestehungskosten	CHF/kWh	0.199	0.482	0.394	0.396
	Statische Amortisationszeit	a	13.3	175.4	66.9	61.8
	Dynamische Amortisationszeit	a	19.4	-	-	-
	Annuität	CHF/a	24'644	24'644	21'695	24'644
	Kapitalwert (NPV)	CHF	6'663	-308'964	-234'948	-261'324
	Interner Zinssatz (IIR)	%	4.22	-13.52	-8.39	-7.01